

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE – QUITO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Titulación previo a la obtención del Título de:
INGENIEROS MECÁNICOS

TEMA:
DISEÑO Y COSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA DE CALOR AIRE-AIRE CON
CAPACIDAD DE 12000 BTU/h PARA SECADO DE CACAO

AUTOR:
JURADO CARRERA STEISY SHAVIETH
ESPINOSA MARTINEZ PATRICIO DANIEL

TUTOR:
LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS

Quito, febrero del 2019

CESIÓN DE DERECHOS

Nosotros, Steisy Shavieth Jurado Carrera, con cédula de identidad N° 1722406533 y Patricio Daniel Espinosa Martinez con cédula de identidad N° 1726312729, expresamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud que somos los autores del trabajo de titulación intitulado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA DE CALOR AIRE-AIRE CON CAPACIDAD DE 12000 BTU/H PARA SECADO DE CACAO”, mismo que fue desarrollado para la obtención del título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la misma facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores, nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Patricio Daniel Espinosa Martinez
CI: 172631272-9



Steisy Shavieth Jurado Carrera
CI: 172240653-3

Quito, febrero del 2019.

DECLARATORIA DE COAUTORÍA

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA DE CALOR AIRE-AIRE CON CAPACIDAD DE 12000 BTU/H PARA SECADO DE CACAO”, realizado por Patricio Daniel Espinosa Martinez y Steisy Shavieth Jurado Carrera, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.

Quito, febrero del 2019.



Luis Fernando Toapanta Ramos
CI: 172111375-9

DEDICATORIA

El presente trabajo lo dedico a mis padres, por ser el pilar fundamental en mi vida y apoyarme en cada decisión y proyecto a lo largo de mis estudios universitarios. A toda mi familia porque su presencia, cariño y apoyo han sido aportes importantes para mi formación como profesional y como ser humano.

Patricio Espinosa

A mi padre, quien con mucho esfuerzo me ha ayudado a lograr mis objetivos, siendo la guía y ejemplo a seguir en mi camino desde mis primeros pasos y brindarme el legado más grande que es mi educación.

A mi preciosa madre y amiga que con su infinito amor y comprensión ha sido mi modelo, mi fuerza y mi luz, quien me ha enseñado los valores para enfrentar la vida profesional y personal.

A mi hermana quien ha sido una parte fundamental en mi desarrollo personal y a mi familia en general por creer en mí y ser el núcleo para el aprendizaje diario.

Shavieth Jurado

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, quiero agradecer a mis padres y hermanos por la confianza depositada en mí y en mis capacidades, por su interés y colaboración durante el proceso de elaboración de esta tesis. Gracias a mi familia porque, de formas diversas, todos me han ayudado a superar todo tipo de obstáculos y se han transformado en la fuerza que me permite seguir avanzando. De manera especial a nuestro tutor Ingeniero Fernando Toapanta, quien con su conocimiento y experiencia nos motivó a realizar la presente investigación. Por último, un agradecimiento a todos los docentes de la Universidad Politécnica Salesiana por haber sido guía en mi formación. Por su sabiduría, experiencia y dedicación al momento de impartir el conocimiento.

Patricio Espinosa

A la Universidad Politécnica Salesiana por brindar una educación de calidad, fomentada en valores, impartida por el gran equipo de docentes y personal administrativo desde el inicio de mi carrera.

Al Ingeniero Fernando Toapanta, MSc., por guiarnos y apoyarnos en nuestra vida estudiantil y en el arduo proceso de titulación, por compartir su tiempo y sus conocimientos y ser un amigo más que un docente.

A mi familia por todo lo que han hecho por mí en todo este tiempo transcurrido y por su apoyo incondicional siendo el motor para superar los inconvenientes que han existido para el cumplimiento de mis metas; además a mi compañero y amigo Patricio con quien formamos un equipo para lograr esta meta profesional.

Shavieth Jurado

ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE DERECHOS	i
DECLARATORIA DE COAUTORÍA	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO.....	iv
ÍNDICE GENERAL	v
RESUMEN	xi
ABSTRACT	xii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	3
ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS	3
1.1 Estado del arte	3
1.2 Aspectos teóricos de la investigación	4
1.2.1 Ciclo de refrigeración.....	4
1.2.2 Refrigerante	6
1.2.3 Bombas de calor.....	7
1.2.4 Tipos de bombas de calor	7
1.2.5 Compresores	9
1.2.6 Ventiladores.....	11
1.2.7 Intercambiadores de calor.....	13
1.2.7.1 <i>Contraflujo</i>	14
1.2.7.2 <i>Flujo cruzado</i>	14
1.2.8 Transferencia de calor	14
1.2.8.1 <i>Transferencia de calor por conducción</i>	15
1.2.9 Secado de cacao	16
1.3 Conclusiones del capítulo.....	17
CAPÍTULO II.....	18
DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR AIRE-AIRE	18

2.1	Coeficiente de desempeño (COP).....	18
2.2	Diseño de intercambiador de calor de aletas	18
2.3	Balance de energía	19
2.4	Régimen del fluido	20
2.4.1	Viscosidad cinemática	21
2.4.2	Ecuación general para determinar el número de Reynolds.....	21
2.5	Número de Prandtl.....	22
2.6	Número de Grashof.....	22
2.6.1	Coeficiente de expansión volumétrica	22
2.7	Número de Nusselt	23
2.8	Número de Rayleigh	23
2.9	Razón de transferencia de calor por convección natural	24
2.10	Ecuación del coeficiente de convección.....	24
2.10.1	Convección fluido frío.....	24
2.10.2	Convección fluido caliente	24
2.11	Ecuación general de transferencia de calor	25
2.11.1	Ecuación general de resistencia por conducción.....	25
2.12	Transferencia de calor en flujo externo.....	26
2.12.1	Temperatura de película	27
2.13	Áreas de contacto.....	28
2.14	Intercambiador de flujo cruzado	30
2.14.1	Eficiencia superficial global	31
2.14.2	Ecuación general de la aleta rectangular	31
2.14.3	Método DTML para la eficiencia de intercambiador de calor	32
2.15	Cálculo del tiempo de secado	33
2.15.1	Área de secado	33
2.15.2	Coeficiente de transferencia de calor para el secado.....	34
2.15.3	Tiempo de secado.....	34
2.16	Conclusiones del capítulo.....	35

CAPÍTULO III.....	36
ANÁLISIS DE LA BOMBA DE CALOR AIRE – AIRE PARA SECADO DE CACAO CON CAPACIDAD DE 12000 BTU/h.....	36
3.1 Análisis termodinámico del sistema	36
3.1.1 Cálculo del flujo másico del sistema	36
3.1.2 Análisis del compresor	37
3.1.3 Análisis del condensador	38
3.1.4 Análisis de la válvula de expansión	41
3.1.5 Análisis del evaporador	41
3.1.6 Cálculo del coeficiente de desempeño (COP)	42
3.2 Análisis de los intercambiadores de calor	42
3.2.2 Análisis del condensador	44
3.2.3 Análisis del evaporador	47
3.3 Cálculo de la cámara de secado	51
3.3.1 Ganancia de carga en paredes	51
3.3.2 Carga por cambio de aire.....	52
3.3.3 Cálculo de la carga del producto.....	52
3.3.4 Capacidad requerida en la cámara de secado.....	54
3.4 Tiempo de secado a velocidad constante	54
3.4.1 Cálculo de humedad del cacao.....	55
3.5 Funcionamiento de la máquina.....	57
3.6 Conclusiones del capítulo.....	58
CAPÍTULO IV	59
ANÁLISIS DE COSTOS	59
4.1 Costos directos.....	59
4.1.1 Costo de equipos y materiales de refrigeración	59
4.1.2 Costo de accesorios eléctricos y de control	60
4.1.3 Costo de equipos y estructura metálica	60
4.1.4 Costo de diseño e ingeniería	61

4.1.5	Costos por mano de obra	61
4.1.6	Total costos directos.....	62
4.2	Costos indirectos.....	62
4.2.1	Costo de materiales	62
4.2.2	Costo de imprevistos	63
4.2.3	Total costos indirectos.....	63
4.3	Costo total del proyecto	63
4.3.1	Costo para el secado por cada 100 kg de cacao	64
4.4	Análisis comparativo de costos	67
4.4.1	Costo de Mantenimiento.....	68
4.5	Análisis financiero del proyecto	68
4.5.1	Valor actual neto (VAN)	68
4.5.2	Tasa interna de retorno (TIR)	70
4.5.3	Período de recuperación de la inversión (PRI)	70
4.6	Conclusiones del capítulo.....	71
CONCLUSIONES		72
RECOMENDACIONES		73
BIBLIOGRAFÍA		74
ANEXOS		

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Elementos de un circuito frigorífico.....	5
Figura 2 Tipos de compresores de gas	10
Figura 3 Tipos de ventiladores centrífugos	12
Figura 4 Intercambiador de calor de flujo cruzado	14
Figura 5 Transferencias de calor por conducción	15
Figura 6 Rango de la conductividad térmica de diversos materiales	16
Figura 7 Diagramas T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	39
Figura 8 Temperatura en la cámara de secado.....	40
Figura 9 Temperatura a la salida de la válvula de expansión.	41
Figura 10 Temperatura del cacao.....	53
Figura 11 Fermentación del cacao.	56
Figura 12 Humedad de los granos de cacao después de 5 horas de secado.....	57

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Refrigerantes más usados en bombas de calor	7
Tabla 2 Elección de compresores	10
Tabla 3 Nomenclatura para intercambiador de calor	19
Tabla 4 Parámetros para cálculo del número de Nusselt	27
Tabla 5 Especificaciones de los equipos	36
Tabla 6 Características del refrigerante R410a con 130 psi	37
Tabla 7 Características del aire	43
Tabla 8 Propiedades del refrigerante R410a en el condensador.	44
Tabla 9 Características del refrigerante en el evaporador	48
Tabla 10 Carga de producto.....	53
Tabla 11 Datos térmicos del cacao.....	54
Tabla 12 Tiempo de secado de cacao con una carga de 1 kg.....	55
Tabla 13 Tiempo de secado de cacao con diferentes cargas.....	55
Tabla 14. Humedad relativa del grano de cacao	56
Tabla 15 Funcionamiento del sistema de secado	57
Tabla 16 Costo equipos y materiales de refrigeración.	59
Tabla 17 Costo de accesorios eléctricos y de control.....	60
Tabla 18 Costo de equipos y estructura metálica.....	61
Tabla 19 Costo de diseño e ingeniería.....	61
Tabla 20 Costo por mano de obra.	62
Tabla 21 Total costos directos.	62
Tabla 22 Costo de materiales indirectos.....	63
Tabla 23 Costo de imprevistos.....	63
Tabla 24 Costo indirecto total.....	63
Tabla 25 Costo total del proyecto	64
Tabla 26 Pliego tarifario de enero a diciembre 2018	64
Tabla 27 Pliego tarifario de enero a diciembre 2018	65
Tabla 28 Costo de GLP para distintos sectores	66
Tabla 29 Costo diésel para distintos sectores.	67
Tabla 30 Análisis comparativo de costos	67
Tabla 31 Análisis comparativo de parámetros.....	68
Tabla 32 Cálculo de Valor Actual Neto (VAN).....	69
Tabla 33 Cálculo de la Tasa Interna de Retorno (TIR).	70

RESUMEN

El presente proyecto se fundamenta en el diseño y construcción de una bomba de calor de tipo aire - aire, mediante la utilización del ciclo termodinámico de refrigeración, con ayuda de gas refrigerante R410A como alternativa a los refrigerantes comunes en el mercado local. Obteniendo mayores temperaturas para el proceso óptimo de secado con la implementación de un compresor rotativo de 12000 Btu/h. Además de dos intercambiadores de calor utilizados como evaporador y condensador de tipo tubo y aletas de capacidad $\frac{3}{4}$ de hp y diámetro interior de $\frac{3}{16}$ ". Con una válvula de expansión de similar capacidad del compresor. Los resultados obtenidos se encuentran tabulados a partir de múltiples pruebas de campo con una duración de cuatro horas y una carga de uno a cuatro kilogramos por cada proceso de secado. La temperatura crítica más alta obtenida en el condensador sin utilización de un controlador electrónico fue de 50 °C, mientras que la temperatura crítica más baja en el evaporador fue de 12 °C. El sistema fue probado en la ciudad de Quito bajo diferentes temperaturas ambientales, con condiciones desde los 17 °C hasta 20 °C, con lo cual se comprobó la variación de parámetros según la cantidad de aire frío en el ambiente. La implementación de un sistema con bomba de calor para secado de cacao conlleva un costo inicial medianamente alto, el cual se verá amortizado por el ahorro a futuro y por la disminución de costo en combustibles fósiles, tradicionalmente, utilizados para el secado de este fruto. Adicionalmente se contribuye al cuidado del medio ambiente a través de la utilización de energía renovable y el bajo costo de la ocupación de la misma en el país.

Palabras claves: bomba de calor, ciclo de refrigeración, condensador, evaporador, válvula de expansión, compresor, refrigerante R410A, cacao

ABSTRACT

The present project is based on the design and construction of an air-to-air heat pump, using the thermodynamic refrigeration cycle, with the help of R410A refrigerant gas as an alternative to common refrigerants in the local market. Obtaining higher temperatures for the optimal drying process with the implementation of a rotary compressor of 12,000 Btu / h. In addition to two heat exchangers used as evaporator and condenser of tube type and fins of capacity $\frac{3}{4}$ of hp and inner diameter of $\frac{3}{16}$ ". With an expansion valve of similar capacity of the compressor. The results obtained are tabulated from multiple field tests with a duration of four hours and a load of one to four kilograms for each drying process. The highest critical temperature obtained in the condenser without the use of an electronic controller was 50 ° C, while the lowest critical temperature in the evaporator was 12 ° C. The system was tested in the city of Quito under different ambient temperatures, with conditions from 17 °C to 20 °C, which proved the variation of parameters according to the amount of cold air in the environment. The implementation of a heat pump system for cocoa drying leads to a moderately high initial cost, which will be amortized by future savings and by the reduction in the cost of fossil fuels traditionally used for the drying of this fruit. Additionally, it contributes to the care of the environment through the use of renewable energy and the low cost of its occupation in the country.

Key words: Heat pump, refrigeration cycle, condenser, evaporator, expansion valve, compressor, refrigerant R410A, cocoa

INTRODUCCIÓN

La presente investigación se llevó a cabo a través de un plan de trabajo y un diagnóstico, el cual proporcionó información de relevancia para su desarrollo. A la vez, este proyecto se realizó con el fin de diseñar y construir una bomba de calor de tipo aire - aire, mediante la utilización del ciclo termodinámico de refrigeración.

El objetivo general de este trabajo es diseñar y construir una bomba de calor aire - aire para secado de cacao que posea una capacidad de 12000 BTU/hora.

Los objetivos específicos son:

- Determinar los modelos y diseños actuales de las bombas de calor, para la mejora del desempeño en el funcionamiento, fiabilidad y facilidad de mantenimiento.
- Diseñar los componentes de la bomba de calor aire - aire para secado de 100 kg. de cacao a la semana, tomando en cuenta los factores ambientales del sector Puerto Quito.
- Analizar el comportamiento térmico del refrigerante R410a en la bomba de calor aire - aire bajo condiciones predeterminadas para la aplicación del estudio.
- Estimar el ahorro energético de la bomba de calor aire - aire en la aplicación de secado de cacao mediante el cálculo de la eficiencia de la bomba de calor.

El secado de cacao es la acción más importante después de la cosecha, las razones principales para el secado, es proporcionar aroma y sabor al grano de cacao, además de dejarle la humedad necesaria al mismo.

La falta de capacitación y ayuda en el sector agrícola conlleva a que, en la actualidad, se utilicen técnicas empíricas de secado, las cuales al no tener una base científica disminuyen la calidad del producto y aumentan el tiempo de procesamiento, lo cual conlleva a que la comercialización sea de menor costo y en jornadas más largas de trabajo. La bomba de calor aire - aire es una tecnología eficiente que permite llegar a los parámetros necesarios para el secado de semillas de cacao, ya que realizará el secado del grano más rápido y consumirá menos energía que una secadora convencional.

Es así que, el capítulo I aborda la historia de la bomba de calor y el uso de la misma en diferentes países, conjuntamente con la importancia de que ésta sea una máquina térmica que toma calor de un espacio frío y lo transfiere a otro más caliente gracias a un trabajo aportado desde el exterior, es decir, hace lo mismo exactamente que la máquina frigorífica, lo único que cambia es el objetivo.

El conglomerado de ecuaciones presentes en el capítulo II, son una recopilación de diferentes textos para lograr el análisis matemático del sistema. En el cual se puede localizar todas las expresiones necesarias para el cálculo de las diferentes variables referente a procesos de transferencia de calor y termodinámica de manera general y de los componentes del proyecto.

Además, el capítulo III detalla el diseño de la bomba de calor, tomando en cuenta las especificaciones necesarias del compresor, evaporador y condensador, análisis termodinámico, así como, el cálculo de humedad de los granos de cacao respecto al tiempo que pasa en la máquina.

Los costos del proyecto (capítulo IV) han sido divididos en gastos de tipo directo e indirecto para una mayor comprensión del análisis financiero realizado, detallando de una manera exhaustiva toda la inversión realizada en las diferentes etapas del mismo. De la misma manera se ha desarrollado indicadores económicos para generar una idea de la recuperación monetaria del proyecto y el plazo de tiempo en el que se generará ganancia con su implementación.

CAPÍTULO I

ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS

En este capítulo se hace referencia a una reseña histórica, antecedentes, evoluciones, principios de funcionamiento y aspectos teóricos de las bombas de calor, así como, sus diferentes componentes.

El objetivo del capítulo es conocer los tipos de bomba de calor existentes a nivel mundial, los principios fundamentales y sus aplicaciones en la industria, de la misma manera su utilización para el secado de cacao.

1.1 Estado del arte

Globalmente, el consumo de energía podría duplicarse en el año 2020 de acuerdo con las tendencias actuales. Esta creciente demanda de energía generará un impacto sobre el medio ambiente. A nivel mundial, los edificios consumen aproximadamente 40 % de la energía total anual y más de la mitad de esta energía es consumida por sistemas de aire acondicionado [1], [2]. Consecuentemente, es importante mejorar la eficiencia energética de los sistemas de refrigeración.

Kaydalova & Kryukov [3] subrayan que, el calentamiento mediante bombas de calor reduce el consumo de combustible y las emisiones de CO₂ a aproximadamente 50 %, que utilizando una caldera convencional. En comparación con el calentamiento por resistencia eléctrica, el consumo de energía incluso se reduce hasta en un 80 %. Por lo tanto, el impresionante crecimiento de la penetración de mercado de las bombas de calor continuará [4].

Las primeras bombas de calor europeas se realizaron en Suiza y hasta la fecha, siguen siendo uno de los focos más importantes en la investigación de las bombas de calor, de manera que, el 75 % de las viviendas unifamiliares nuevas construidas en Suiza se calientan, actualmente, con esta tecnología [5].

En España, se realizó un estudio en el año 2014 para analizar la disponibilidad o no de una bomba de calor tanto en viviendas, como en la industria. El resultado de este estudio arrojó que el 34 % de viviendas y establecimientos poseen una bomba de calor, tomando en cuenta que, más del 70 % de las bombas de calor instaladas se

encuentran en las viviendas. El total de respuestas obtenidas implica la obtención de un error de muestreo a nivel global de $\pm 1,1$ % garantizando por tanto una elevada fiabilidad de los datos obtenidos [6].

En Estados Unidos, la utilización de bombas ha tenido un crecimiento exponencial, uno de los proyectos más importantes se realizó en Ball State University, Indiana. Esta construcción tiene una capacidad estimada de 5 mil toneladas para enfriamiento, A/C y calefacción. La instalación consta de más de 40 edificios, dos áreas con 4000 pozos de 122 m de profundidad, tiene un costo total estimado de \$65-70 millones y permitirá ahorros operacionales por 2 millones de USD/año. Asimismo, reducirá las emisiones de gases de invernadero en un 50 %, equivalentes a 80 mil toneladas de carbón al año [7].

En México, debido a su ubicación geológica, tiene una gran actividad geotérmica útil para las bombas de calor con fuente tierra. Debido a la unión de las placas de Norte América y del Pacífico un inmenso yacimiento de agua caliente se encuentra en Cerro Prieto, Baja California que genera 645 MW. En el cinturón volcánico central, donde la placa de Cocos y la de Norte América se unen se encuentran los campos geotérmicos de Los Azufres, Michoacán generan 192 MW de energía [8].

En Latinoamérica, los países con mayor crecimiento en el uso de bombas de calor son Brasil, México, Chile, Perú y Colombia. Las industrias que muestran mayor demanda de bombas de calor son la industria avícola, frutas, vegetales, productos del mar y plantas de carne [7].

1.2 Aspectos teóricos de la investigación

1.2.1 Ciclo de refrigeración

El ciclo de refrigeración usa un fluido, llamado refrigerante, para transferir calor de un lugar a otro en estos ciclos. Los líquidos absorben calor cuando cambian de líquido a gas, mientras que los gases emiten calor cuando cambian de gas a líquido [9].

Como muestra la Figura 1, los elementos que conforman un ciclo de refrigeración clásico son cuatro: condensador, evaporador, compresor y válvula de expansión [10].

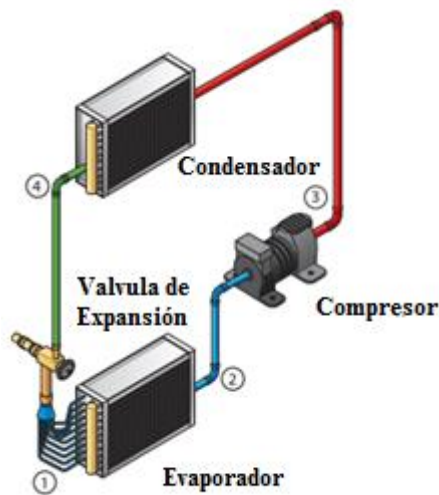


Figura 1 Elementos de un circuito frigorífico [10]

El evaporador es un elemento intercambiador de calor que permite el intercambio de energía por conducción entre el refrigerante que cambia su estado de líquido a gas con baja presión [11],[12].

El compresor es un mecanismo de compresión volumétrica, o de reducción progresiva de volumen, que hace circular el refrigerante dentro del circuito. En esta etapa el refrigerante entra al compresor como un gas a baja presión y sale como un gas a alta presión [10].

El condensador es un intercambiador de calor análogo al evaporador, que permite el intercambio de energía entre el aire exterior, forzado por medio de ventiladores. En esta etapa el refrigerante entra en forma de gas y se condensa en un líquido que emite su calor al aire exterior [9], [11].

La válvula de expansión es el mecanismo que permite reducir la presión del refrigerante líquido procedente del condensador sin ningún intercambio de energía. Aprovecha el Teorema de Bernoulli, según el cual por medio de una restricción, la velocidad del flujo aumenta notablemente causando una disminución de presión con una relativa disminución de temperatura [13].

1.2.2 Refrigerante

Un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúe como medio para transportar calor desde donde lo absorbe por ebullición, a baja temperatura y presión, hasta donde lo rechaza al condensarse a alta temperatura y presión. Los refrigerantes son los fluidos vitales en cualquier sistema de refrigeración mecánica. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede funcionar como refrigerante, y dependiendo del rango de presiones y temperaturas a las que se realicen estos cambios, van a tener una aplicación útil comercialmente [14], [15].

El fluido de trabajo en una bomba de calor debe elegirse teniendo en cuenta una serie de aspectos diferentes. Se ha descubierto que algunos de los fluidos de trabajo que se han utilizado ampliamente en bombas de calor tienen un impacto severo en el medio ambiente y, por lo tanto, han estado sujetos a esquemas de eliminación internacionales y a una regulación estricta [16].

El refrigerante debe cumplir una serie de requisitos, de los cuales los más esenciales se revisan a continuación [17], [18].

- Estabilidad química: El refrigerante tiene que ser completamente estable dentro del sistema y una descomposición rápida en sustancias inofensivas en la atmósfera.
- Impacto ambiental, salud y seguridad: El impacto ambiental debido a las emisiones directas (fugas) debe mantenerse en el nivel mínimo. El uso de refrigerantes inflamables y tóxicos es limitado en vista de la estricta regulación y renuencia de la industria.
- Propiedades termodinámicas: La temperatura de congelación muy por debajo de las condiciones de funcionamiento normales. Las temperaturas del punto crítico y del punto de ebullición deben ser apropiadas para la aplicación.
- Características prácticas: En general, se prefiere la alta solubilidad en aceite. Compatibilidad con el material de construcción común.

En la Tabla 1, se muestra los refrigerantes recomendados para las diferentes bombas de calor, para la bomba de calor aire-aire se considera idóneo la utilización del refrigerante R410a o R407c, ya que estos cumplen con las características necesarias para un buen funcionamiento [19].

Tabla 1 Refrigerantes más usados en bombas de calor [19]

Tipos de bombas de calor	Refrigerantes
Aire – aire	R-410a , R-407c
Aire – agua	R-134a, R-407c, R-410a, R-290, R-744
Aire de escape	R-134a, R-290
Agua de salmuera	R-134a, R-407c, R-404a, R-410a

1.2.3 Bombas de calor

Cengel & Boles [12], definieron a las bombas de calor como una máquina termodinámica formado por un circuito frigorífico clásico. Cuya tarea principal es mover la energía calórica en dirección opuesta a lo natural, es decir, desde el lugar más frío a uno más caliente mediante la aplicación de un trabajo externo [20].

El funcionamiento de las bombas de calor se realiza en condiciones de estado estable y ciclo termodinámico específico. Las bombas de calor usan un fluido de evaporación y condensación volátil llamado refrigerante, el cual circula a través de un ciclo de evaporación y condensación [21].

La eficiencia de una bomba de calor se mide, por lo que se conoce como, el coeficiente de rendimiento (COP). Esto describe la eficiencia máxima de una bomba de calor; cuanto mayor es el COP, este dispositivo mejora. Una bomba de calor con un COP de 3 genera tres unidades de calor por cada unidad de electricidad que utiliza [11], [12].

La ventaja más importante de las bombas de calor es su ahorro de energía, ya que la bomba de calor obtiene el 75 % de la energía del medio ambiente y solo el 25 % de energía eléctrica, para generar el calor requerido [22].

1.2.4 Tipos de bombas de calor

Las bombas de calor se clasifican según la fuente de energía de donde se extraiga el calor, entre las más importantes se encuentran: aerotérmicas, geotérmicas e hidrónicas [23].

1.2.4.1 Bombas de calor geotérmicas

Mikkonen & Oulu [24] aclararon que, las bombas de calor geotérmicas usan el suelo o el agua para absorber o disipar el calor. La tierra como fuente de calor es bastante estable en comparación con el aire, debido a que la tierra y grandes masas de agua tienen una temperatura constante, por lo tanto las bombas de calor geotérmicas poseen mayor eficiencia que las bombas de calor aerotérmicas [25].

Una de bomba de calor geotérmica funciona de manera similar a un refrigerador de cocina, con la adición de algunas válvulas que permiten que el refrigerante pueda seguir dos caminos diferentes; uno para calefacción y otro para refrigeración [26]. Las bombas de calor geotérmicas a menudo son sistemas de circuito cerrado. Las tuberías se pueden instalar vertical u horizontalmente en el suelo [27].

1.2.4.2 Bombas de calor hidrónicas

Las bombas de calor hidrónicas utilizan agua como fuente de calor o sumidero. La principal ventaja del agua como fuente de calor es que la temperatura del agua subterránea o superficial en cierta profundidad se mantiene bastante estable. Por lo tanto, las bombas de calor de fuente de agua pueden operar de manera eficiente durante todo el año [28].

Liu et al. [29] mencionan que, las bombas de calor hidrónicas funcionan al tomar el calor latente de los cursos de agua y aumentar la temperatura utilizando bombas de accionamiento eléctrico. El agua caliente resultante se puede alimentar a las redes locales de calor o edificios individuales y también se pueden usar para enfriar. El agua utilizada puede ser de una variedad de fuentes, incluidos ríos, canales, lagos, minas, acuíferos de aguas subterráneas y marinas [30], [31].

1.2.4.3 Bombas de calor aire - aire

Jabari et al. [32] subrayan que, las bombas de calor aire-aire operan bajo el mismo principio que los acondicionadores de aire, sin embargo, tienen un funcionamiento inverso. Las bombas de calor de fuente de aire extraen el calor de las masas exteriores de aire y lo transfieren al compresor de la unidad interior de la bomba. Este proceso se basa completamente en el principio de la transferencia de calor, que es compatible con la propiedad del refrigerante de la bomba para reducir la

temperatura del aire que pasa a través del dispositivo. Por lo tanto, el valor térmico del aire entrante está por debajo del nivel de temperatura ambiente, lo que conduce al aislamiento térmico del calor del aire [33].

Las bombas de calor aire-aire poseen una unidad compresor-condensador exterior que está conectada con un tubo lleno de refrigerante y a un manipulador de aire interior. A medida que el refrigerante se mueve a través del tubo del sistema, este completa un ciclo básico de refrigeración, calentando o enfriando los intercambiadores de calor dentro del controlador de aire. El ventilador aspira el aire de la habitación, lo hace circular a través de las bobinas y empuja el aire a través de los conductos hacia las habitaciones [23], [34].

1.2.5 Compresores

Un compresor es el componente más importante y, con frecuencia, el más costoso, normalmente del 30 al 40 % del costo total de cualquier sistema de refrigeración por compresión de vapor. La función de un compresor en un ciclo de refrigeración es extraer continuamente el vapor de refrigerante del evaporador, de modo que se pueda mantener una baja presión y baja temperatura en el evaporador en el que el refrigerante puede hervir extrayendo calor del espacio refrigerado. El compresor luego tiene que elevar la presión del refrigerante a un nivel en el que pueda condensarse al rechazar el calor en el medio de refrigeración en el condensador [35], [36].

Como muestra la Figura 2, los compresores generalmente se dividen en tres tipos principales: dinámicos, desplazamiento positivo y térmicos. Los tipos de desplazamiento positivo se dividen en dos categorías básicas: recíproco y rotativo.

El compresor recíprocante consiste en uno o más cilindros, cada uno con un pistón o émbolo que se mueve hacia adelante y hacia atrás, desplazando un volumen positivo con cada carrera. El compresor de diafragma usa un regulador flexible de pulsos hidráulicos para desplazar el gas. Los compresores rotativos son de tipo lóbulo, tornillo, veleta y anillo líquido, cada uno con una carcasa con uno o más elementos giratorios que se engranan entre sí, como lóbulos o tornillos, o que desplaza un volumen fijo con cada rotación [37], [38].

Los tipos dinámicos incluyen flujo radial (centrífugo), flujo axial y máquinas de flujo mixto. Son compresores rotatorios de flujo continuo en los que el elemento giratorio (impulsor o rotor con paletas) acelera el gas cuando pasa a través del elemento, convirtiendo el cabezal de velocidad en presión estática, parcialmente en el elemento giratorio y parcialmente en difusores estacionarios o cuchillas [39].

Los eyectores son compresores "térmicos" que utilizan un chorro de gas o vapor a alta velocidad para arrastrar el gas que entra, luego convierten la velocidad de la mezcla a presión en un difusor [36], [37].

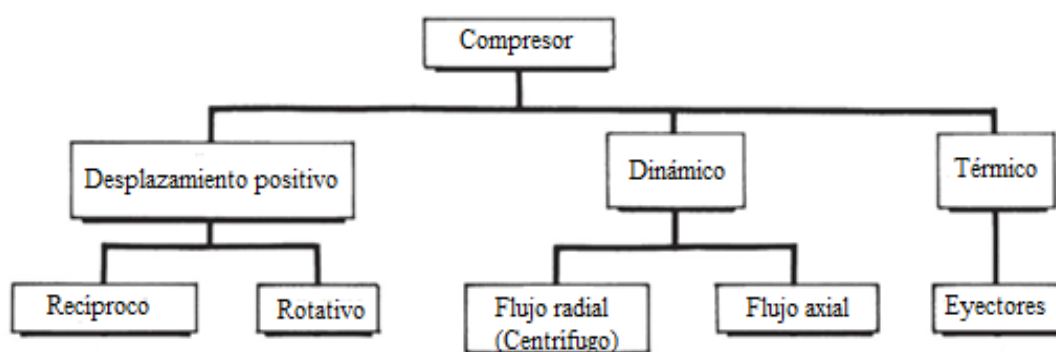


Figura 2. Tipos de compresores de gas [38]

La elección del tipo de compresor, ya sea axial, centrífugo, alternativo o giratorio, depende principalmente del flujo requerido para ser comprimido, la densidad del gas en conjunto con la altura total y lo que debe realizarse [40]. En la Tabla 2, describe los límites de compresión para cuatro tipos de compresores.

Tabla 2. Tipos de compresor [41]

Tipo de compresor	Máxima presión de uso comercial. kPa	Relación de compresión por etapa
Recíproco	240,000 – 345, 000	10
Centrífugo	20,600 – 34,500	3 – 4.5
Rotativo	690 – 896	4
Flujo axial	550 – 896	1.2 – 1.5

1.2.6 Ventiladores

Los ventiladores son las máquinas más usadas para producir el movimiento del aire en la industria. Su funcionamiento se basa en la entrega de energía mecánica al aire a través de un rotor que gira a alta velocidad y que incrementa la energía cinética del fluido, que luego se transforma parcialmente en presión estática. Se dividen en dos grandes grupos: los ventiladores axiales y los ventiladores centrífugos [42].

1.2.6.1 Ventiladores centrífugos

Gingery [43] subraya que, aunque existan muchos diseños diferentes, todos los ventiladores centrífugos funcionan de la misma manera. El aire atrapado entre las paletas de la rueda o del rotor se expulsa hacia afuera por la fuerza centrífuga, y el aire de reposición es aspirado hacia el centro. A medida que aumenta la velocidad del rotor, también aumenta la velocidad, la presión y el volumen del aire suministrado en la salida del ventilador. La carcasa recoge el aire cuando es expulsado del rotor y lo dirige en una sola corriente [44].

Este tipo de ventiladores desarrolla presiones mucho mayores que los ventiladores axiales, alcanzando presiones de hasta 1500 milímetros de columnas de agua (mmcda) y son los empleados, mayormente, en los sistemas de ventilación localizada. El principio de funcionamiento de los ventiladores centrífugos es el mismo que de las bombas centrífugas. Están constituidos por un rotor que posee 3 series de paletas o álabes, de diversas formas y curvaturas, que giran aproximadamente entre 200 y 5000 rpm dentro de una caja o envoltura [45], [46]

Los ventiladores centrífugos se clasifican según la forma y posición de los alabes, como muestra la Figura 3, los principales tipos de ventiladores centrífugos son: radial, curva hacia adelante y hacia atrás [47].



Figura 3. Tipos de ventiladores centrífugos [47]

Los ventiladores de alabes radiales poseen altas presiones estáticas, hasta 1400 mmcd y la capacidad de manejar corrientes de aire altamente contaminadas. Debido a su diseño simple, los ventiladores radiales son muy adecuados para altas temperaturas y velocidades medias de punta de la cuchilla [48].

Los ventiladores con curvatura hacia adelante se utilizan en entornos limpios y funcionan a temperaturas más bajas. Son adecuados para trabajos de baja velocidad y alto flujo de aire; son los más adecuados para mover grandes volúmenes de aire desde presiones relativamente bajas [44].

Los ventiladores con inclinación hacia atrás son más eficientes que los ventiladores con curva hacia adelante. Estos ventiladores alcanzan su pico de potencia y luego la demanda de potencia cae bien dentro de su rango de flujo de aire utilizable. Los ventiladores con inclinación hacia atrás se conocen como "*no carga*" porque los cambios en la presión estática no sobrecargan el motor [49].

1.2.6.2 Ventiladores axiales

La entrada de aire al ventilador y su salida siguen una trayectoria según superficies cilíndricas coaxiales. Se usan para mover grandes cantidades de aire en espacios abiertos; como la resistencia al flujo es muy baja, se requiere generar una presión estática pequeña, del orden de los 5 a 25 mmcd [46].

La principal aplicación de los ventiladores axiales se encuentra en el campo de la ventilación general y se los conoce con el nombre de extractores o inyectores de aire. Sin embargo, este tipo de ventiladores, cuando se los construye con álabes en forma

de perfil de ala y de paso variable, llegan a generar alturas de presión estáticas del orden de los 300 mmca y se los usa en aplicaciones diversas [50], [51].

1.2.7 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos utilizados para transferir energía térmica de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor tienen un uso generalizado en la generación de energía, procesamiento químico, refrigeración de componentes electrónicos, aire acondicionado, refrigeración y aplicaciones automotrices. Los enfriadores y condensadores en centrales térmicas son ejemplos de grandes intercambiadores de calor industriales [52], [53].

Las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor son:

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.
- Reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.
- Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura [54].

Existe una amplia variedad de intercambiadores de calor para diversos tipos de usos, por lo tanto, la construcción también diferirá ampliamente. Sin embargo, a pesar de la variedad, la mayoría de los intercambiadores de calor se pueden clasificar en algunos tipos comunes basados en algunos conceptos de diseño fundamentales.

Jaramillo O. [55] explica que la clasificación más importante para un intercambiador de calor es la dirección relativa que existe entre los dos fluidos. Estas pueden ser: flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado.

Existe un flujo paralelo cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcasa ambos fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. El flujo paralelo da como resultado velocidades iniciales rápidas de intercambio de calor cerca de la entrada, sin embargo, las tasas de

transferencia de calor disminuyen rápidamente a medida que las temperaturas de las dos corrientes se aproximan entre sí. Esto conduce a una mayor pérdida de exergía durante el intercambio de calor [52], [56].

1.2.7.1 Contraflujo

En una disposición de contraflujo, las dos corrientes entran en los extremos opuestos del intercambiador de calor y fluyen en direcciones paralelas aunque opuestas. Las temperaturas dentro de las dos corrientes tienden a acercarse entre sí de manera casi lineal, lo que resulta en un patrón de calentamiento más uniforme. Debajo de los intercambiadores de calor se muestran representaciones de los perfiles de temperatura axial para cada uno. El contraflujo proporciona diferencias de temperatura relativamente uniformes y, en consecuencia, conduce a tasas de calor relativamente uniformes en toda la longitud de la unidad [53].

1.2.7.2 Flujo cruzado

En la Figura 4, muestra como en el intercambiador de calor de flujo cruzado uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido. Estos intercambiadores de calor son comúnmente usados donde uno de los fluidos presenta cambio de fase y por tanto se tiene un fluido pasado por el intercambiador en dos fases. Un ejemplo típico de este tipo de intercambiadores en los sistemas de condensación de vapor [57].

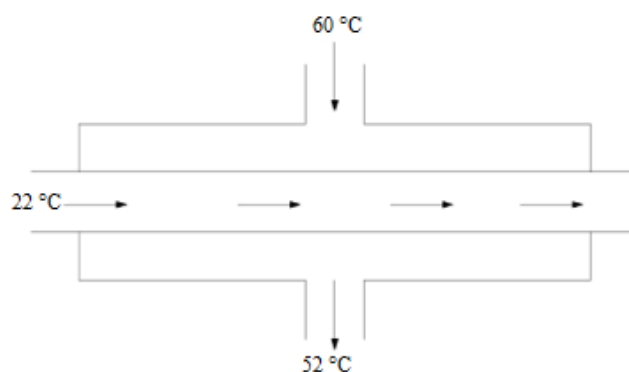


Figura 4. Intercambiador de calor de flujo cruzado [55].

1.2.8 Transferencia de calor

Lienhard H. [58] define a la transferencia de calor como la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas en un cuerpo o entre cuerpos diferentes. De acuerdo con los conceptos de la termodinámica, la energía que se transfiere como resultado

de una diferencia de temperatura es el calor [59]. Los procesos de transferencia de calor se clasifican en tres tipos: conducción, convección y radiación [60].

1.2.8.1 *Transferencia de calor por conducción*

La conducción es el mecanismo de transferir calor en escala atómica a través de la materia por actividad molecular, por el choque de unas moléculas con otras, donde las partículas más energéticas le entregan energía a las que poseen menos energía, produciéndose un flujo de calor desde las temperaturas más altas hacia las más bajas como se muestra en la Figura 5 [61], [62].

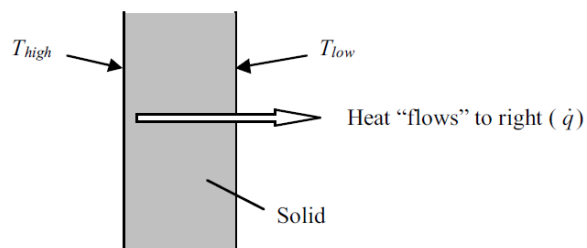


Figura 5. Transferencias de calor por conducción [61]

Cengel [63] subraya que, la conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de los electrones libres. En la conducción la velocidad de transferencia de energía estará dada por las propiedades de los materiales asociada a la capacidad de transferir la movilidad de sus moléculas, dicha propiedad es conocida como conductividad térmica [64]. Dicha conductividad es la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área y unidad de diferencia de temperatura. La conductividad térmica de un material es una medida de la capacidad del material para conducir calor. Un valor elevado para la conductividad térmica indica que el material es un buen conductor del calor y un valor bajo indica que es un mal conductor o que es un aislante [59], [63].

Como se muestra en la Figura 6, las conductividades térmicas de los materiales varían sobre un amplio intervalo. Las conductividades térmicas de los gases varían en un factor de 10^4 con respecto a las de los metales puros como el cobre. Se puede

recaltar que los cristales y metales puros tienen las conductividades térmicas más elevadas, y los gases y los materiales aislantes, las más bajas [58], [61].

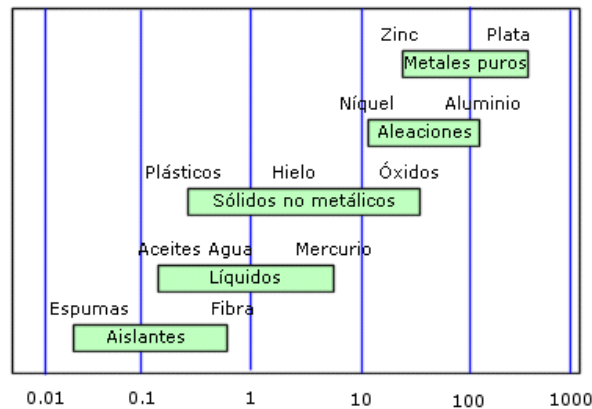


Figura 6. Rango de la conductividad térmica de diversos materiales [65].

La convección es el mecanismo de transferencia de calor por movimiento de masa o circulación dentro de la sustancia. Puede ser natural producida solo por las diferencias de densidades de la materia; o forzada, cuando la materia es obligada a moverse de un lugar a otro [66].

La transmisión de calor por convección tiene lugar en líquidos y gases. Esta se produce cuando las partes más calientes de un fluido ascienden hacia las zonas más frías, generando de esta manera una circulación continua del fluido y transmitiendo así el calor hacia las zonas frías. Los líquidos y los gases, al aumentar de temperatura disminuyen su densidad, provocando la ascensión. El espacio dejado por el fluido caliente lo ocupa el fluido frío o de mayor densidad [67].

1.2.9 Secado de cacao

Durante el secado predominan los procesos de oxidación o fermentación de la pepa de cacao y es donde se forman los precursores del aroma y sabor del chocolate. Finalizado el proceso de fermentación los granos de cacao tienen un contenido de humedad entre el 55 % y 60 % aproximadamente. Para poder almacenar los granos de cacao seco deben tener de 7 % a 8 % de humedad. En el proceso de secado no es importante solo reducir la humedad que existe en la pepa de cacao fermentadas, sino garantizar que los cambios químicos que se venían dando en la misma, continúen

hasta detenerse por falta de humedad o la inactivación de las enzimas por otros medios [68], [69].

El Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca (MAGAP) [70] emite las siguientes recomendaciones para un secado óptimo de cacao: El equipo debe ser calibrado para que el calor no exceda los 45 °C; la masa debe ser removida constantemente para un secado uniforme.

1.3 Conclusiones del capítulo

Se concluye que el uso de las bombas de calor es fundamental para el cuidado del medio ambiente, debido a que reduce el uso de combustible y emisiones de CO₂ en relación a las calderas comunes y reduce el consumo de energía en comparación a las máquinas que utilizan resistencias eléctricas.

Las bombas de calor aire - aire operan bajo el mismo principio que los acondicionadores de aire, sin embargo, tienen un funcionamiento inverso.

CAPÍTULO II

DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR AIRE-AIRE

En este capítulo se hará un conglomerado de ecuaciones y formulaciones para el desarrollo del diseño y posterior construcción de la bomba de calor, mediante la investigación científica la cual arrojará datos específicos para generar mayor exactitud en el diseño y selección de los distintos componentes que abarca este proyecto.

De la misma forma, se planteará las diferentes ecuaciones para determinar niveles de eficiencia en dichos componentes, de manera independiente uno del otro para posteriormente realizar una estimación en conjunto, además de valores ya tabulados para la utilización en el proceso de construcción.

2.1 Coeficiente de desempeño (COP)

Coeficiente de desempeño (COP) de una bomba de calor por sus siglas en inglés coefficient of performance, se define como [12]:

$$COP_{BC} = \frac{Q_H}{W_{neto}} \quad (1)$$

Donde

Q_H : Suministro de calor deseado, [W].

W_{neto} : Trabajo neto de entrada, [W].

COP_{BC} : Coeficiente de desempeño para bomba de calor, [adimensional]

2.2 Diseño de intercambiador de calor de aletas

El diseño de un intercambiador de calor se realiza mediante el uso de diferentes metodologías, así como, nomenclatura como muestra la Tabla 3. Para el diseño general de un intercambiador de aletas se basa en propiedades físicas constantes del fluido de trabajo así como su transferencia de calor y un trabajo estable [71].

Tabla 3. Nomenclatura para intercambiador de calor [72]

Parámetro	Símbolo
Diámetro interior del tubo 1	$D_{i.T1}$
Diámetro interior del tubo 2	$D_{i.T2}$
Diámetro interior tubo conector	$D_{i.TC}$
Altura del tubo 1	H_{T1}
Altura del tubo 2	H_{T2}
Longitud tubo conector	l_{TC}
Espesor de tubos	e_T

2.3 Balance de energía

La primera Ley de la Termodinámica, también conocida como principio de conservación de la energía, expresa que en el curso de un proceso, la energía no se puede crear ni destruir; sólo puede cambiar las formas. Por lo tanto, toda pequeña cantidad de energía debe tomarse en cuenta en el curso de un proceso [73].

$$q = \dot{m}_h(h_{h.i} - h_{h.o}) \quad (2)$$

$$q = \dot{m}_c(h_{c.o} - h_{c.i}) \quad (3)$$

Donde:

q : Flujo de calor entre los fluidos, [W].

\dot{m} : Flujo másico del fluido, [kg/s].

h : Entalpía del fluido, [J/kg].

Los subíndices h y c de las ecuaciones, hacen referencia a los fluidos caliente y frío por su significado en inglés, así mismo los subíndices i y o que corresponden a condiciones de entrada y salida del fluido. Si los fluidos no presentan cambio de fase y se suponen calores específicos constantes para cada fluido, la ecuación 2 y ecuación 3 se reducen a [74]:

$$q = \dot{m}_h C_{p.h} (T_{h.i} - T_{h.o}) \quad (4)$$

$$q = \dot{m}_c C_{p.c} (T_{c.o} - T_{c.i}) \quad (5)$$

Donde:

C_p : Calor específico del fluido, [J/Kg-K].

T: Temperatura del fluido, [K].

Se tiene que el flujo de calor es el mismo entonces se procede a igualar la ecuación 4 y 5 obteniendo:

$$\dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (6)$$

Mediante esta formulación se puede obtener las temperaturas de entrada y salida de ambas circunstancias y los flujos másicos, conociendo las condiciones iniciales del fluido [72].

El flujo másico del aire se calcula mediante la relación entre su densidad y el caudal a utilizar, teniendo estos valores como principios fundamentales en el diseño preliminar [75].

$$\dot{m}_c = \rho_c \dot{V}_c \quad (7)$$

Donde:

ρ_c : Densidad del fluido frío, [kg/m³].

\dot{V}_c : Flujo volumétrico del fluido frío, [m³/s].

Obteniendo el valor del flujo másico del fluido frío, mediante el despeje de la ecuación 6 se determina el flujo másico del gas refrigerante.

$$\dot{m}_h = \dot{m}_c \frac{C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o})} \quad (8)$$

Con la obtención de este valor se podrá determinar el flujo volumétrico del refrigerante utilizado, con el uso de la ecuación 7. Con el fin de corroborar los valores obtenidos posteriormente con la construcción de la máquina.

2.4 Régimen del fluido

Un fluido líquido o gaseoso, puede tener comportamientos diferentes según características de presión, velocidad y viscosidad. Dependiendo de estas variables,

estos pueden ser de tipo laminar que es aquel que se mueve en capas y tiene un flujo predecible o turbulento o flujo crítico y nada predecible. Esto se define mediante el cálculo de una cantidad adimensional conocida como número de Reynolds [76].

2.4.1 Viscosidad cinemática

La viscosidad cinemática de un fluido se la conoce como la razón entre la viscosidad dinámica y la densidad del fluido en análisis [74].

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (9)$$

Donde:

v: Viscosidad cinemática, [m²/s].

μ: Viscosidad dinámica, [kg/m·s].

ρ: Densidad del fluido, [kg/m³].

2.4.2 Ecuación general para determinar el número de Reynolds

El comportamiento de un fluido, en lo que se refiere a pérdidas de energía, depende de que el fluido sea laminar o turbulento. Por esta razón, se necesita un medio para predecir el tipo de flujo sin tener que observarlo en realidad. La definición básica del número de Reynolds es [76]:

$$N_R = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V L_c}{v} \quad (10)$$

Donde:

N_R: Número de Reynolds, [adimensional].

μ: Viscosidad dinámica del fluido, [Pa·s].

V: Velocidad del fluido, [m/s].

D: Diámetro del ducto, [m].

L_c: Longitud característica del ducto, [m].

Según los estudios de mecánica de fluidos se establece valores para determinar el tipo de flujo que posee el fluido mediante las siguientes expresiones.

N_R < 2000: Flujo laminar.

N_R > 4000: Flujo turbulento.

$2000 < N_R < 4000$: Flujo en transición (zona crítica).

2.5 Número de Prandtl

Representa la relación que existe entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular del calor o entre el espesor de la capa límite de velocidad y la capa límite térmica [77]:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (11)$$

Donde:

ν : Difusividad molecular de la cantidad de movimiento, $[m^2/s^2]$.

α : Difusividad molecular del calor, $[m^2/s^2]$.

Los números de *Prandtl* para los gases son de alrededor de 1, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a más o menos la misma velocidad.

2.6 Número de Grashof

El número de *Grashof*, el cual es adimensional y representa la razón entre la fuerza de flotabilidad y la fuerza viscosa que actúa sobre el fluido, rige el régimen de flujo en la convección natural [73].

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (12)$$

Donde:

g : Aceleración gravitacional, $[m/s^2]$.

β : Coeficiente de expansión volumétrica, $[1/K]$.

T_s : Temperatura de la superficie, $[^\circ C]$.

T_∞ : Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, $[^\circ C]$.

2.6.1 Coeficiente de expansión volumétrica

Es la propiedad que representa la variación de la densidad de un fluido con la temperatura a presión constante [73].

$$\beta = \frac{\rho_{\infty} - \rho}{T_{\infty} - T} \quad (a P \text{ constante}) \quad (13)$$

Donde:

ρ_{∞} : Densidad del fluido en reposo lejos de la superficie, [kg/m³].

Para un gas ideal el coeficiente de expansión volumétrica es equivalente a la inversa de la temperatura absoluta:

$$\beta_{gas \text{ ideal}} = \frac{1}{T} \quad (14)$$

2.7 Número de Nusselt

Mediante la obtención del número de *Reynolds* se puede encontrar el parámetro para hallar el coeficiente de convección de los fluidos. Este se conoce como número de *Nusselt* y representa la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si sólo existiese conducción [71].

$$Nu = \frac{h_{conv} L_c}{k} \quad (15)$$

Donde:

Nu: Número de Nusselt, [adimensional].

h_{conv} : Coeficiente de convección del fluido, [W/m²-K].

k: Coeficiente de conducción del fluido, [W/m-K].

2.8 Número de Rayleigh

Es el producto de los números de *Grashof* y de *Prandtl*; que es el producto del número de *Grashof*, que describe la relación entre flotabilidad y viscosidad dentro del fluido, y el número de *Prandtl*, que describe la relación entre la difusividad de la cantidad de movimiento y la difusividad térmica. Por lo tanto, el número de *Rayleigh* por sí mismo puede considerarse como la razón de las fuerzas de flotabilidad y (los productos de) las difusividades térmica y de cantidad de movimiento [73].

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})L_c^3}{\nu^2} Pr = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})L_c^3}{\nu\alpha} \quad (16)$$

2.9 Razón de transferencia de calor por convección natural

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos, se expresa por la ley de Newton del enfriamiento como [73]:

$$\dot{Q}_{conv} = h_c A_s (T_s - T_\infty) \quad (17)$$

Donde:

\dot{Q}_{conv} : Razón de transferencia de calor, [W].

A_s : Área de transferencia de calor, [m²].

h_c : Coeficiente de convección del fluido, [W/m²-K].

2.10 Ecuación del coeficiente de convección

El coeficiente de convección es una correlación simplificada entre el estado del fluido y las condiciones de flujo, por lo cual generalmente se la conoce como una propiedad de flujo [73].

$$h_c = \frac{N_u k}{L_c} \quad (18)$$

2.10.1 Convección fluido frío

La convección en fluido frío se define mediante la siguiente ecuación, teniendo en cuenta los valores obtenidos para el flujo frío.

$$h_{c,c} = \frac{N_{u,c} k_c}{D_{h,f}} \quad (19)$$

2.10.2 Convección fluido caliente

En el caso del fluido caliente se utiliza todos los valores obtenidos de flujo caliente en el intercambiador de calor.

$$h_{c,h} = \frac{Nu_h k_h}{3} \left(\frac{1}{D_{i.T1}} + \frac{1}{D_{i.T2}} + \frac{1}{D_{i.Tc}} \right) \quad (20)$$

Donde:

$h_{c,h}$: Convección del fluido caliente, [W/m²-K].

2.11 Ecuación general de transferencia de calor

El coeficiente de transferencia de calor se determina utilizando las resistencias de conducción y convección; sin embargo, entre fluidos separados ya sea en paredes planas o en cilíndricas compuestas [71].

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} \quad (21)$$

Donde:

U: Coeficientes global de transferencia de calor, [W/m²-K].

A: Área total de transferencia de calor entre los fluidos y el conducto, [m²].

Considerando las impurezas y los efectos de las aletas, el coeficiente total de transferencia de calor se define como:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o h A)} + \frac{R_{f,c}}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{R_{f,h}}{(\eta_o A)_h} \quad (22)$$

Donde:

h: Coeficientes de transferencia de calor, [W/m²-K].

R_f : Factor de factor de impureza, [m²-K/W].

R_w : Resistencia por conducción, [K/W].

η_o : Eficiencia superficial global o efectividad de temperatura, [adimensional].

2.11.1 Ecuación general de resistencia por conducción

Esta resistencia corresponde a la transferencia de calor que existe entre las paredes de los tubos y que separan fluidos. Para paredes cilíndricas se presenta [73]:

$$R_w = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k_m L_c} \quad (23)$$

Donde:

R_w : Resistencia por conducción, [K/W].

k_m : Coeficiente de conductividad del material del ducto, [W/m-K].

D_e : Diámetro exterior del ducto, [m].

D_i : Diámetro interior del ducto, [m].

La ecuación de resistencia por conducción para intercambiador con aletas de tres tubos con diferentes dimensiones en cada uno está dada por la ecuación.

$$R_{w.Total} = \frac{1}{2\pi k_m} \left(\frac{\ln\left(\frac{1+2e}{D_{i.T1}}\right)}{H_{T1}} + \frac{\ln\left(\frac{1+2e}{D_{i.T2}}\right)}{H_{T2}} + \frac{\ln\left(\frac{1+2e}{D_{i.TC}}\right)}{H_{TC}} \right) \quad (24)$$

Donde:

$R_{w.TOTAL}$: Resistencia por conducción total, [K/W].

k_m : Coeficiente de conductividad del material del ducto, [W/m-K].

2.12 Transferencia de calor en flujo externo

Existen fenómenos que afectan a la transferencia de calor a la vez que lo hacen con la resistencia. Este efecto se representa en la variación del número de Nusselt [73].

$$Nu = C Re_L^m Pr^n \quad (25)$$

Donde m y n son exponentes constantes y los valores que tome la constante C dependen de la configuración geométrica y del flujo, como muestra la Tabla 4. Los datos para definir la transferencia de calor son experimentales y se representan de manera tal que se maneje una precisión razonable [72].

Tabla 4. Parámetros para cálculo del número de Nusselt [78]

Re_L	C	m
0,4 a 4	0,989	0,330
4 a 40	0,911	0,385
40 a 4000	0,683	0,466
4000 a 40000	0,193	0,618
40000 a 400000	0,027	0,805

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

Cuando el fluido se encuentra en flujo laminar, es decir, que su número de *Reynolds* es menor a 2200, entonces el número de Nusselt se representa de la siguiente forma.

$$Nu = 0,453Re_L^{0,5}Pr^{1/3} \quad (26)$$

Cuando el fluido se encuentra en flujo turbulento, es decir, que su número de *Reynolds* es mayor a 2200, entonces el número de *Nusselt* se representa de la siguiente forma [76].

$$Nu = 0,0308Re_L^{0,8}Pr^{1/3} \quad (27)$$

2.12.1 Temperatura de película

Es el promedio aritmético entre la temperatura de la superficie y la temperatura del flujo libre, suponiendo que los valores se mantienen constantes a lo largo de todo el fluido [73].

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (28)$$

Donde:

T_f : Temperatura de película, [°C].

2.13 Áreas de contacto

Para determinar las áreas de contacto, se debe conocer que el fluido caliente va a circular entre los tubos, sin embargo, el aire frío también va a hacer contacto con la superficie externa de estos tubos, las cuales disponen aletas. Por ende la representación global de estas áreas está dada por la siguiente relación [72]:

$$A_h = \pi(D_{i.T1}H_1 + D_{i.T2}H_2 + D_{i.TC}l) \quad (29)$$

Donde:

A_h : área de contacto para las paredes internas del tubo para fluido caliente, [m²].

Para el área de contacto para paredes externas, o del lado frío del tubo con superficie aleteada se tiene las diferentes áreas a calcular:

$$A_t = NA_f + A_b \quad (30)$$

Donde:

A_t : Área total de contacto, [m²].

A_f : Área superficial de una aleta, [m²].

N : Número de aletas, [adimensional].

A_b : Área de la pared externa del tubo sin aletas, [m²].

Para determinar a su vez el área exterior sin aletas del tubo, tenemos la siguiente expresión 31:

$$A_b = A_c - Nwt \quad (31)$$

Donde:

w : Ancho de aleta, [m].

t : espesor de la aleta, [m].

Para cálculos, se presenta que la base expuesta equivale al área de contacto exterior, de manera que estas paredes fuesen totalmente lisas; disminuyendo el espacio de la base de cada aleta. Por esto la ecuación utilizada es similar a la del área para el fluido caliente, la cual es [77]:

$$A_c = \pi D_{e.T1} H_1 + \pi D_{e.T2} H_2 + \pi D_{e.TC} l \quad (32)$$

Donde:

A_c : Área total de contacto del fluido frío sin aletas, [m²].

Se ocupa la ecuación correspondiente al área de una sola aleta:

$$A_f = 2wL_c \quad (33)$$

Donde:

L_c : Longitud corregida de la aleta, [m].

A_f : Área superficial de la aleta, [m].

w : Ancho de la aleta, [m].

La longitud corregida se toma como referencia que en un extremo es adiabático y se expresa:

$$L_c = L + (t/2) \quad (34)$$

Donde:

t : Espesor de la aleta [m].

Reemplazando términos de ecuación 32, 33 y 34. De manera simplificada se obtiene la ecuación 35:

$$A_t = (2L_c - t)Nw + A_c \quad (35)$$

El área de contacto exterior total de los tubos con el aire equivale a la sumatoria de las mismas:

$$A_{t.c} = A_{t.T1} + A_{t.T2} + A_{t.TC} \quad (36)$$

Donde:

$A_{t.c}$: Sumatoria de áreas de los tubos del lado frío, [m²].

Se sustituye los valores de las áreas teniendo en cuenta que los anchos de las aletas en los tubos son iguales:

$$A_{t.c} = (2L_{co} - t)[N(2w_{T1.T2} + w_{TC})] + \pi(D_{e.T1}H_1 + D_{e.T2}H_2 + \pi D_{e.TC}l) \quad (37)$$

Donde:

$A_{t.c}$: Sumatoria de áreas entre los tres tubos y el fluido frío, [m²].

L_{co} : Longitud corregida de la aleta, [m].

t : Espesor de aleta [m].

2.14 Intercambiador de flujo cruzado

La ecuación básica de balance de calor para un intercambiador de calor de dos flujos es:

$$q = U \cdot A \cdot [DTML] \quad (38)$$

Donde:

q : Carga de calor total, [W].

U : Coeficiente global de transferencia de calor, [W/m²-K].

A : Área total de transferencia de calor, [m²].

$DTML$: Media logarítmica del diferencial de temperatura, [K].

2.14.1 Eficiencia superficial global

Esta eficiencia o también conocida como efectividad de la temperatura para una superficie con aletas se define:

$$\eta_o = 1 - \frac{NA_f}{A_{t.c}}(1 - \eta_f) \quad (39)$$

Donde:

η_o : Eficiencia superficial global, [adimensional].

η_f : Eficiencia de la aleta rectangular, [adimensional].

2.14.2 Ecuación general de la aleta rectangular

Para medir la eficiencia de una sola aleta de perfil rectangular, suponiendo un extremo adiabático, se tiene la ecuación:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \quad (40)$$

Donde:

m : Constante de eficiencia de una aleta, [1/m].

Esta constante es obtenida de un análisis matemático definido como:

$$m = \left(\frac{2h_{conv}}{k_m t} \right)^{1/2} \quad (41)$$

Donde:

k_m : Conductividad térmica del material, [W/m-K].

Se supone el mismo material para tubo y aletas, por ende la conductividad térmica va a ser la misma. Para determinar la eficiencia global se debe hallar un valor promedio de eficiencia entre los tubos y se define:

$$\overline{\eta_o} = \frac{\eta_{o.T1} + \eta_{o.T2} + \eta_{o.TC}}{3} \quad (42)$$

La cual sustituyendo los valores de la ecuación 31 da como resultado la expresión:

$$\bar{\eta}_o = \frac{1}{3} \left[\left(1 - \frac{NA_{f.T1}}{A_{t.T1}} (1 - \eta_f) \right) + \left(1 - \frac{NA_{f.T2}}{A_{t.T2}} (1 - \eta_f) \right) + \left(1 - \frac{NA_{f.TC}}{A_{t.TC}} (1 - \eta_f) \right) \right] \quad (43)$$

Donde:

η_f : Eficiencia de la aleta, [adimensional].

De acuerdo con las definiciones, el factor j , el número de *Prandtl* Pr , el número de *Stanton* St y el coeficiente de transferencia de calor por convección pueden ser calculados mediante las ecuaciones 44 a 47.

$$j = StPr^{2/3} \quad (44)$$

$$St = \frac{hA_c}{\dot{m}C_p} \quad (45)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (46)$$

$$h = \frac{\dot{m}C_p j}{A_c Pr^{2/3}} \quad (47)$$

2.14.3 Método DTML para la eficiencia de intercambiador de calor

Este método se conoce por la utilización de la diferencia de temperatura media logarítmica, representado por la expresión [73]:

$$DTML = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (48)$$

Donde:

DTML: Diferencia de temperatura media logarítmica.

Para un intercambiador de calor en contraflujo, las diferencias de temperatura están relacionadas de la siguiente manera:

$$\Delta T_1 = T_{h.1} - T_{c.1} = T_{h.i} - T_{c.o} \quad (49)$$

$$\Delta T_2 = T_{h.2} - T_{c.2} = T_{h.o} - T_{c.i} \quad (50)$$

La diferencia de temperaturas asociadas con el coeficiente global de transferencia de calor fue determinado en [Ec. 30]. Sin embargo, se presume que el valor no va a ser similar al obtenido mediante un balance de energía ya que, en este caso se está teniendo en cuenta las restricciones del proceso y los coeficientes de cada fluido. Entonces se cambiaría la relación [72].

$$q_y = 3U \cdot A \cdot (DTML) \quad (51)$$

La estimación mediante este método puede ser la relación entre la carga térmica real sobre la carga obtenida mediante un balance de energía.

$$\eta_{T.DTML} = \frac{q_y}{q} \quad (52)$$

Donde:

$\eta_{T.DTML}$: Eficiencia térmica del intercambiador por DTML [adimensional].

q_y : Flujo de calor real del sistema [W].

q : Flujo de calor máximo del sistema [W].

2.15 Cálculo del tiempo de secado

2.15.1 Área de secado

El área de secado es la superficie del producto que tiene contacto con el aire de secado, representado por la expresión:

$$A_s = \frac{C}{\rho_c e_c} \quad (53)$$

Donde:

A_s : Área de secado [m^2].

C : Capacidad del secador [kg].

ρ_c : Densidad del cacao [kg/m^3].

e_c : Espesor del cacao [m].

2.15.2 Coeficiente de transferencia de calor para el secado

En el cálculo del coeficiente de transferencia de calor se necesita calcular la velocidad media del aire de secado, la misma, que se define como:

$$G = 3600V_a\rho_a \quad (54)$$

Donde:

G : Velocidad media de secado [$kg/m^2 h$].

V_a : Velocidad de aire de secado [m/s].

ρ_a : Densidad del aire [kg/m^3].

El coeficiente de transferencia de calor por convección para flujo paralelo a la superficie de determina con la siguiente expresión:

$$R_c = 0,0735G^{0.8} \quad (55)$$

2.15.3 Tiempo de secado

En el análisis del tiempo de secado se necesita calcular la velocidad de secado, la misma que se expresa con la siguiente ecuación:

$$R_c = \frac{h_c(T_s - T_g)}{H_{fg}} \quad (56)$$

Donde:

R_c : Velocidad constante de secado por unidad de tiempo [$kg/m^2 h$].

T_s : Temperatura del aire de secado [$^{\circ}C$].

T_g : Temperatura de la superficie de los granos [$^{\circ}C$].

H_{fg} : Calor latente de vaporización a la temperatura de bulbo húmedo [kJ/kg].

El tiempo de secado se define como:

$$t_c = \frac{M_s(X_i - X_c)}{A_s R_c} \quad (57)$$

Donde:

t_c : Tiempo de secado [kg/m² h].

M_s : Masa seca del producto [kg].

X_i : Humedad inicial del material en base seca [adimensional].

X_c : Humedad crítica del material en base seca [adimensional].

2.16 Conclusiones del capítulo

Las ecuaciones expuestas en este capítulo se basan en la recopilación de diferentes textos y artículos de investigación, con la finalidad de desarrollar un estudio óptimo para el diseño y construcción del sistema de bomba de calor. De la misma manera, se podrá calcular todos los parámetros para el correcto funcionamiento del sistema y el cumplimiento de los requisitos establecidos para el proyecto.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE LA BOMBA DE CALOR AIRE - AIRE PARA SECADO DE CACAO CON CAPACIDAD DE 12000 BTU/h

En el presente capítulo se aplicará la formulación expuesta en el apartado anterior, con la finalidad de realizar un análisis mediante los cálculos pertinentes respecto al estado actual de la bomba de calor aire - aire para secado de cacao, y así comprobar los resultados obtenidos con la información adquirida a través de las pruebas realizadas.

La Tabla 5, describe las especificaciones necesarias del compresor, evaporador y condensador para el diseño de una bomba de calor.

Tabla 5. Especificaciones de los equipos [79], [80], [81]

Elemento	Modelo	Referencia comercial	Caudal (CFM)	Rendimiento Btu/h	W
Compresor rotativo R410a	SH090	1 hp	9,064	12100	3546
Condensador	CT-00092	3/4 hp	700	9443	2767
Evaporador	EB-SRD-3B	3/4 hp	700	9443	2767

3.1 Análisis termodinámico del sistema

La bomba de calor se analizará en base al ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, se tomará en cuenta una temperatura ambiente de 20 °C, así como, los datos técnicos de cada componente utilizado para el sistema.

Los datos termodinámicos del refrigerante R410a y el aire se obtuvieron en el programa Engineering Equation Solver (EES), con el fin de encontrar resultados más exactos.

3.1.1 Cálculo del flujo másico del sistema

Para determinar el valor del flujo másico, se utilizará la ecuación 7, de la misma manera, se tomará el dato del flujo volumétrico que circula por la tubería del sistema

que es de $0,00427 \text{ m}^3/\text{s}$, así como, el valor de la densidad del vapor saturado del refrigerante R410a, el cual corresponde a $30,91 \text{ kg}/\text{m}^3$.

$$\dot{m}_h = \dot{V} \cdot \rho$$

$$\dot{m}_h = 0,00427 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 30,91 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m}_h = 0,131 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Los $0,131 \text{ kg}/\text{s}$, corresponden a la cantidad del flujo másico que circula por la tubería del sistema por unidad de tiempo.

3.1.2 Análisis del compresor

En el análisis del compresor se tomará como dato las presiones de entrada y salida del compresor que son de 130 psi y 350 psi respectivamente, así como, trabajo neto tomado del compresor que es de 3546 W.

En la Tabla 6 se observa, las características que posee el refrigerante a la entrada del compresor con una presión de 130 psi, que equivale a 896,318 kPa.

Tabla 6 Características del refrigerante R410a con 130 psi [82]

Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Volumen Especifico (m ³ /kg)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg · K)
896,318	20	0,03235	440,1	1,854

Para determinar el valor de la entalpia en la salida del compresor se tomará el dato del flujo másico que circula por la tubería del sistema que es de $10,209 \text{ kg}/\text{s}$, así como, el valor de la entalpia a la entrada del compresor, la cual corresponde a $440,1 \text{ kJ}/\text{kg}$.

$$h_{2a} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} + h_1$$

$$h_{2a} = \frac{3,546 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{0,131 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} + 440,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{2a} = 467,168 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Con los datos de entrada al compresor se puede determinar la entalpia ideal (h_{2s}), que expresa, una relación isentrópica con las características termodinámicas a la entrada del compresor y la presión de salida del mismo, la cual corresponde a 466,1 kJ/kg.

El cálculo de la eficiencia isentrópica del compresor toma como dato la entalpia a la entrada del compresor que es 440,1 kJ/kg, así como, las entalpias real e ideal a la salida del compresor que son 467,168 y 466,1 kJ/kg respectivamente.

$$\eta_{\text{compresor}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

$$\eta_{\text{compresor}} = \frac{466,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 440,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{467,168 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 440,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\eta_{\text{compresor}} = 0,9605$$

Utilizando el programa EES se encontró la temperatura a la salida del compresor a una presión de 350 psi y entalpia de 467,168 kJ/kg, que corresponde a 69,29 °C.

3.1.3 Análisis del condensador

Para el análisis del condensador, se debe considerar las características de salida del compresor previamente calculado, así como, la entalpia a la salida del condensador que se encuentra en un estado de líquido como se observa en la Figura 7, que es 265,4 kJ/kg.

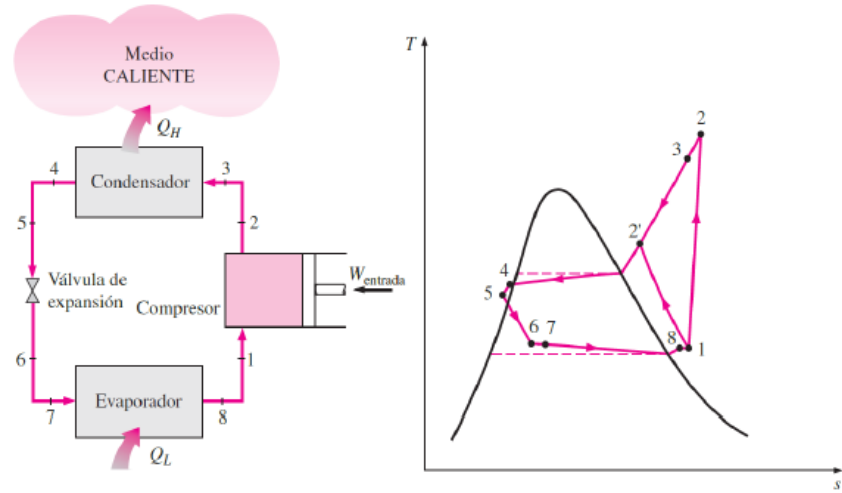


Figura 7. Diagramas T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [12]

3.1.3.1 Cálculo del flujo másico del aire

Para determinar el valor del flujo másico, se utilizará la ecuación 7, de la misma manera, se tomará el dato del flujo volumétrico que sale del ventilador axial modelo E-775-3M-35° de 15 W que es de $1,359 \text{ m}^3/\text{s}$, así como, el valor de la densidad del aire en Quito, la cual corresponde a $1,218 \text{ kg}/\text{m}^3$.

$$\dot{m}_c = \dot{V} \cdot \rho$$

$$\dot{m}_c = 1,359 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,218 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m}_c = 1,655 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Los $1,655 \text{ kg}/\text{s}$, corresponden a la cantidad de masa de aire que circula por el ventilador por unidad de tiempo.

3.1.3.2 Cálculo del flujo de calor entre los fluidos

Para determinar el valor del flujo de calor entre los fluidos, se utilizará la ecuación 2, de la misma manera, se tomará el dato del caudal másico del sistema que es de $0,131 \text{ kg}/\text{s}$, así como, la entalpia del refrigerante a la entrada y salida del condensador que son $467,168$ y $265,4 \text{ kJ}/\text{kg}$ respectivamente.

$$q_H = \dot{m}_h (h_{h.i} - h_{h.o})$$

$$q_H = 0,131 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \left(467,168 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 265,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$q_H = 26,431 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

3.1.3.3 Temperatura que entra a la cámara de secado

La temperatura que ingresa a la cámara de secado se calcula despejando la ecuación 5, de la misma manera, se tomará en cuenta el dato de la temperatura ambiente en quito que es 20 °C, así como, el calor específico del aire que es de 1,007 kJ/kg K.

$$q_H = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{q_H}{\dot{m}_c C_{p,c}}$$

$$T_{c,o} = 293,15 \text{ K} + \frac{26,431 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{1,655 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}$$

$$T_{c,o} = 309,001 \text{ K}$$

La temperatura que ingresa a la cámara de secado es de 35,85 °C, como se puede observar en la Figura 8.

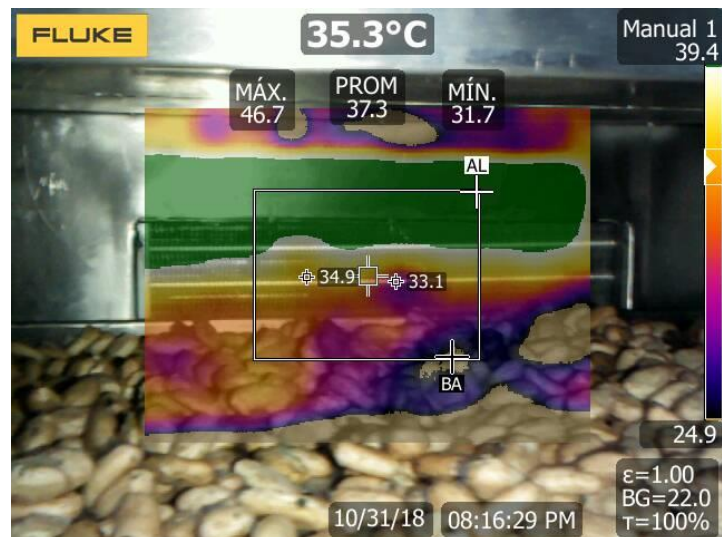


Figura 8. Temperatura en la cámara de secado. Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

3.1.4 Análisis de la válvula de expansión

En una válvula termostática, el proceso de expansión se considera aproximadamente isoentálpico, es decir, la entalpía de entrada a la válvula es igual a la entalpía a la salida de la misma [83]. Para determinar el valor de la temperatura del refrigerante a la salida de la válvula de expansión, se tomará el dato de la entalpía del refrigerante a la salida del condensador que es de 265,4 kJ/kg y mediante el programa EES se obtiene la temperatura que es de 3,167 °C, como se observa en la Figura 9.

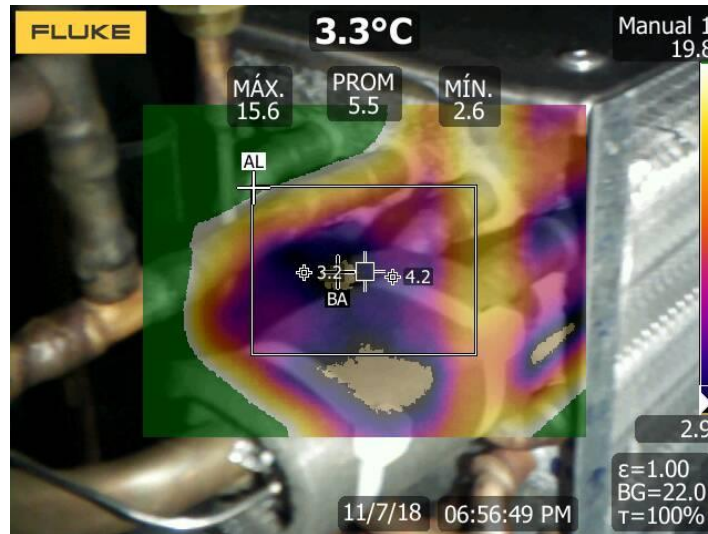


Figura 9. Temperatura a la salida de la válvula de expansión. Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

3.1.5 Análisis del evaporador

Para el análisis del evaporador, se debe considerar las características de salida de la válvula de expansión y a la entrada del compresor previamente calculado, así como, el flujo másico que genera el ventilador axial modelo E-775-3M-35° de 15 W.

3.1.5.1 Cálculo del flujo de calor entre los fluidos

Para determinar el valor del flujo de calor entre los fluidos, se tomará el dato del flujo de calor entre los fluidos en el condensador, así como, la potencia que entrega el compresor.

$$\begin{aligned}q_L &= q_H - W_{neto} \\q_L &= 26,431 \frac{kJ}{s} - 3,546 \frac{kJ}{s} \\q_L &= 22,885 \frac{kJ}{s}\end{aligned}$$

3.1.5.2 Temperatura que entra a la cámara de enfriamiento

La temperatura que ingresa a la cámara de enfriamiento se calcula despejando la ecuación 4, de la misma manera, se tomará en cuenta el dato de la temperatura ambiente en quito que es 20 °C, así como, el calor específico del aire que es de 1,007 kJ/kg K.

$$q_L = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o})$$
$$T_{c,o} = T_{c,i} - \frac{q_L}{\dot{m}_c C_{p,c}}$$
$$T_{c,o} = 293,15 \text{ K} - \frac{22,885 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{1,655 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}$$

$$T_{c,o} = 279.418 \text{ K}$$

La temperatura que ingresa a la cámara de enfriamiento es de 6,268 °C.

3.1.6 Cálculo del coeficiente de desempeño (COP)

Para determinar el valor del coeficiente de desempeño, se utilizará la ecuación 1, de la misma manera, se tomará el dato del trabajo neto tomado del compresor que es de 3,546 kJ/s, así como, el valor del suministro de calor que corresponde al condensador que es de 26,431 kJ/s.

$$COP_{BC} = \frac{Q_H}{W_{neto}}$$
$$COP_{BC} = \frac{26,431 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{3,546 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}$$

$$COP_{BC} = 7,453$$

El coeficiente de desempeño de la maquina es de 7,453, lo que significa que, se logra 7,453 kW de potencia de refrigeración por 1 kW consumido por el compresor.

3.2 Análisis de los intercambiadores de calor

Para el análisis de los intercambiadores de calor, se necesita encontrar las características del aire como se muestra en la Tabla 7 obtenidas mediante el programa EES.

Tabla 7. Características del aire

Densidad (ρ)	1,146 kg/m ³
Viscosidad cinemática (ν)	0,00001516 m ² /s
Número de Prandtl (Pr)	0,7084
Coefficiente de conductividad térnica (k)	0,02588 W/m K

3.2.1.1 Cálculo del número de Reynolds

El número de *Reynolds* se calcula mediante la ecuación 10, de la misma manera, se tomará el dato del diámetro de la tubería que es de 0,0127 m, así como, el valor de la viscosidad cinemática del aire a 20 °C, el cual corresponde a 0,00001516 m²/s.

$$N_R = \frac{VLc}{\nu}$$

$$N_R = \frac{5,25 \frac{m}{s} \cdot 0,343 m}{0,00001516 \frac{m^2}{s}}$$

$$N_R = 118783,981$$

El refrigerante se encuentra con flujo turbulento, ya que, el número de Reynolds es mayor a 2200.

3.2.1.2 Cálculo del número de Nusselt

El número de *Nusselt* se obtiene mediante la ecuación 27, de la misma manera, se tomará el dato del número de Reynolds y numero de *Prandtl*, así como, las constantes que se especifica en la ecuación para un flujo turbulento.

$$Nu = 0,0308 Re_L^{0,8} Pr^{1/3}$$

$$Nu = 315,098$$

3.2.1.3 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externa

El coeficiente de transferencia de calor al interior del tubo se obtiene mediante la ecuación 20, de la misma manera, se tomara como dato el número de *Nulsselt*, así como, el coeficiente de conductividad térmica del refrigerante, que es 0,02588 W/m K.

$$h_{ext} = \frac{N_u k}{D_{ext}}$$

$$h_{ext} = \frac{315,098 \cdot 0,02588 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0127 m}$$

$$h_{ext} = 642,1052 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

3.2.2 Análisis del condensador

Para el análisis del condensador, se debe considerar el flujo másico del sistema que es $0,131 \text{ kg/s}$, así como, las características del refrigerante en el condensador como se observa en la Tabla 8 obtenidas mediante el programa EES.

Tabla 8. Propiedades del refrigerante R410a en el condensador.

Densidad (ρ)	$78,29 \text{ kg/m}^3$
Viscosidad cinemática (ν)	$0,00001532 \text{ kg/m s}$
Número de Prandtl (Pr)	$0,9723$
Coeficiente de conductividad térmica (k)	$0,01927 \text{ W/m K}$

En el condensador se realiza una relación de flujos de capacidades térmicas.

$$\dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 0,131 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,225 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 0,16 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$\dot{m}_c \cdot C_{p,c} = 1,665 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 1,676 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$C = \frac{(\dot{m} \cdot C_p)_{min}}{(\dot{m} \cdot C_p)_{max}}$$

$$C = \frac{0,16 \frac{kW}{K}}{1,676 \frac{kW}{K}}$$

$$C = 0,0954$$

3.2.2.1 Cálculo de eficiencia del condensador

Para calcular la eficiencia del condensador se tomará de dato de las temperaturas del fluido con mayor inercia térmica, así como, la temperatura de entrada del fluido caliente y frío.

$$\varepsilon = \frac{|T_{in} - T_{out}|_{max}}{T_{h.in} - T_{c.in}}$$

$$\varepsilon = \frac{|20^{\circ}C - 35,33^{\circ}C|}{69,19^{\circ}C - 20^{\circ}C}$$

$$\varepsilon = 0,311$$

3.2.2.2 Análisis del número de unidades de transmisión

El número de unidades de transmisión (NTU) para un intercambiador de calor a contraflujo se obtiene, tomando de dato la eficiencia del intercambiador de calor, así como, la relación de flujos de capacidades térmicas [82].

$$NTU = \frac{1}{C - 1} \cdot \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon \cdot C - 1}\right)$$

$$NTU = \frac{1}{0,0954 - 1} \cdot \ln\left(\frac{0,311 - 1}{0,311 \cdot 0,0954 - 1}\right)$$

$$NTU = 0,378$$

El número de unidades de transmisión también se puede expresar de la forma siguiente:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{(\dot{m} \cdot C_p)_{min}}$$

$$UA = NTU \cdot (\dot{m} \cdot C_p)_{min}$$

$$UA = 0,378 \cdot 0,16 \frac{kW}{K}$$

$$UA = 0,0604 \frac{kW}{K}$$

3.2.2.3 Cálculo del número de Reynolds

El número de *Reynolds* se calcula mediante la ecuación 10, de la misma manera, se tomará el dato del diámetro de la tubería que es de 0,01143 m, así como, el valor de la viscosidad cinemática del refrigerante R410a a 350 psi y 69,29 °C, el cual corresponde a 0,00001532 kg/m s.

$$N_R = \frac{\dot{m}_h}{A \cdot v}$$

$$N_R = \frac{0,131 \frac{kg}{s}}{\pi \cdot (0,05715 m)^2 \cdot 0,00001532 \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$N_R = 833355,27$$

El refrigerante se encuentra con flujo turbulento, ya que, el número de Reynolds es mayor a 2200.

3.2.2.4 Cálculo del número de Nusselt

El número de *Nusselt* se obtiene mediante la ecuación 27, de la misma manera, se tomará el dato del número de Reynolds y numero de *Prandtl*, así como, las constantes que se especifica en la ecuación para un flujo turbulento.

$$Nu = 0,0308 Re_L^{0,8} Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0,0308 \cdot 833355,27^{0,8} \cdot 0,9723^{1/3}$$

$$Nu = 1663,98$$

3.2.2.5 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interna

El coeficiente de transferencia de calor al interior del tubo se obtiene mediante la ecuación 20, de la misma manera, se tomara como dato el número de *Nulsselt*, así como, el coeficiente de conductividad térmica del refrigerante, que es 0,01927 W/m · K.

$$h_{int} = \frac{N_{u,h} k_{c,h}}{D_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{1663,98 \cdot 0,01927 \frac{W}{m \cdot K}}{0,01143 m}$$

$$h_{int} = 2805,327 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

3.2.2.6 Cálculo de longitud del tubo en el condensador

La longitud del tubo en el condensador se obtiene despejando la ecuación 21, se debe considerar los coeficientes de calor interno y externo, así como, el coeficiente de conductividad del cobre que es $385 W/m \cdot K$

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{int} \cdot \pi \phi L} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \phi L}}$$

$$L = 2,959 m$$

Con el valor de la longitud del tubo en el condensador, se puede encontrar el coeficiente global de transferencia de calor.

$$UA = 0,0604 \frac{kW}{K}$$

$$U = \frac{0,0604}{\pi \cdot 0,01143 \cdot 2,959} \frac{kW}{K \cdot m^2}$$

$$U = 0,568 \frac{kW}{K \cdot m^2}$$

3.2.3 Análisis del evaporador

Para el análisis del condensador, se debe considerar el flujo másico del sistema que es $0,436 kg/s$, así como, las características del refrigerante en el condensador como se observa en la Tabla 9 obtenidas mediante el programa EES.

Tabla 9. Características del refrigerante en el evaporador

Densidad (ρ)	1157 kg/m ³
Viscosidad dinámica (μ)	0,0001597 kg/m s
Número de Prandtl (Pr)	2,413
Coefficiente de conductividad térmica (k)	0,01272 W/m K

En el evaporador se realiza una relación de flujos de capacidades térmicas.

$$\dot{m}_h \cdot C_{p.h} = 1,665 \frac{kg}{s} \cdot 1,007 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$\dot{m}_h \cdot C_{p.h} = 1,676 \frac{kW}{K}$$

$$\dot{m}_c \cdot C_{p.c} = 0,131 \frac{kg}{s} \cdot 1,534 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$\dot{m}_h \cdot C_{p.h} = 0,20 \frac{kW}{K}$$

$$C = \frac{(\dot{m} \cdot C_p)_{min}}{(\dot{m} \cdot C_p)_{max}}$$

$$C = \frac{0,20 \frac{kW}{K}}{1,676 \frac{kW}{K}}$$

$$C = 0,119$$

3.2.3.1 Cálculo de eficiencia del evaporador

Para calcular la eficiencia del condensador se tomará de dato de las temperaturas del fluido con mayor inercia térmica, así como, la temperatura de entrada del fluido caliente y frío.

$$\varepsilon = \frac{|T_{in} - T_{out}|_{max}}{T_{h.in} - T_{c.in}}$$

$$\varepsilon = \frac{|3,167^\circ C - 15,341^\circ C|}{20^\circ C - 3,167^\circ C}$$

$$\varepsilon = 0,723$$

3.2.3.2 Análisis del número de unidades de transmisión

El número de unidades de transmisión (NTU) para un intercambiador de calor a contraflujo se obtiene, tomando de dato la eficiencia del intercambiador de calor, así como, la relación de flujos de capacidades térmicas.

$$NTU = \frac{1}{C - 1} \cdot \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon \cdot C - 1} \right)$$

$$NTU = \frac{1}{0,119 - 1} \cdot \ln \left(\frac{0,723 - 1}{0,723 \cdot 0,119 - 1} \right)$$

$$NTU = 1,355$$

El número de unidades de transmisión también se puede expresar de la forma siguiente:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{(\dot{m} \cdot C_p)_{min}}$$

$$UA = NTU \cdot (\dot{m} \cdot C_p)_{min}$$

$$UA = 1,355 \cdot 0,20 \frac{kW}{K}$$

$$UA = 0,271 \frac{kW}{K}$$

3.2.3.3 Cálculo del número de Reynolds

El número de *Reynolds* se calcula mediante la ecuación 10, de la misma manera, se tomará el dato del diámetro de la tubería que es de 0,01143 m, así como, el valor de la viscosidad cinemática del refrigerante R410a a 130 psi y 3,167 °C, el cual corresponde a 0,0001597 kg/m s.

$$N_R = \frac{\dot{m}_h}{A \cdot v}$$

$$N_R = \frac{0,131 \frac{kg}{s}}{\pi \cdot (0,005715)^2 \cdot 0,0001597 \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$N_R = 79943,661$$

El refrigerante se encuentra con flujo turbulento, ya que, el número de *Reynolds* es mayor a 2200.

3.2.3.4 Cálculo del número de Nusselt

El número de *Nusselt* se obtiene mediante la ecuación 27, de la misma manera, se tomará el dato del número de *Reynolds* y numero de *Prandtl*, así como, las constantes que se especifica en la ecuación para un flujo turbulento.

$$Nu = 0,0308 Re_L^{0,8} Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0,0308 \cdot 79943,661^{0,8} \cdot 2,413^{1/3}$$

$$Nu = 345,37$$

3.2.3.5 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interna

El coeficiente de transferencia de calor al interior del tubo se obtiene mediante la ecuación 20, de la misma manera, se tomara como dato el número de *Nulsselt*, así como, el coeficiente de conductividad térmica del refrigerante, que es 0,01272 W/m K.

$$h_{int} = \frac{Nu_{i,h} k_{c,h}}{D_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{345,37 \cdot 0,01272 \frac{W}{m \cdot K}}{0,01143 m}$$

$$h_{int} = 384,34 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

3.2.3.6 Cálculo de longitud del tubo en el evaporador

La longitud del tubo en el condensador se obtiene despejando la ecuación 21, se debe considerar los coeficientes de calor interno y externo, así como, el coeficiente de conductividad del cobre que es 385 W/m K

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{int} \cdot \pi \phi L} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \phi L}}$$

$$L = 6,223 \text{ m}$$

Con el valor de la longitud del tubo en el condensador, se puede encontrar el coeficiente global de transferencia de calor.

$$UA = 0,271 \frac{kW}{K}$$

$$U = \frac{0,271}{\pi \cdot 0,01143 \cdot 6,223} \frac{kW}{K \cdot m^2}$$

$$U = 1,212 \frac{kW}{K \cdot m^2}$$

3.3 Cálculo de la cámara de secado

En el cálculo para la cámara de secado es importante encontrar el área total de la misma. La cámara de secado tiene una dimensión de 0,75 x 0,50 x 0,49 m.

$$A_{\text{piso}} = A_{\text{techo}} = 0,75 \text{ m} \cdot 0,49 \text{ m}$$

$$A_{\text{piso}} = A_{\text{techo}} = 0,367 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{pared}} = (0,75 \text{ m} \cdot 0,5 \text{ m}) + 2(0,49 \text{ m} \cdot 0,5 \text{ m})$$

$$A_{\text{pared}} = 0,865 \text{ m}^2$$

3.3.1 Ganancia de carga en paredes

Para calcular la carga en paredes se debe considerar el diferencial de temperatura a través de la pared, así como, el coeficiente total de transferencia de calor para una pared con 20 y 40 mm de aislamiento es de 0,477 y 0,312 $W/m^2 K$ respectivamente [84].

$$Q = A \cdot U \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{pared}} = 0,865 \text{ m}^2 \cdot 0,477 \frac{W}{m^2 K} \cdot (309 \text{ K} - 293,15 \text{ K})$$

$$Q_{pared} = 6,539 \text{ W}$$

$$Q_{piso} = Q_{techo} = 0,367 \text{ m}^2 \cdot 0,312 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \cdot (309 \text{ K} - 293,15 \text{ K})$$

$$Q_{piso} = 1,814 \text{ W}$$

$$Q_{total} = Q_{pared} + Q_{piso} + Q_{techo}$$

$$Q_{total} = 6,539 \text{ W} + 1,814 \text{ W} + 1,814 \text{ W}$$

$$Q_{total} = 10,167 \text{ W}$$

$$Q_{total} = 878,496 \frac{\text{kJ}}{24 \text{ h}}$$

3.3.2 Carga por cambio de aire

Para calcular la carga por cambio de aire se debe considerar el flujo másico que sale del ventilador, así como, la entalpia del aire externo e interno que es de 293,4 y 309,3 kJ/kg respectivamente.

$$Q_{aire} = \dot{m}(h_{int} - h_{ext})$$

$$Q_{aire} = 1,655 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \left(309,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 293,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$Q_{aire} = 26,314 \text{ W} = 2273,52 \frac{\text{kJ}}{24 \text{ h}}$$

3.3.3 Cálculo de la carga del producto

En el cálculo de la carga del producto se debe considerar la masa del producto a secar, así como, el calor específico del cacao que es de 1728 J/kg K y la temperatura del producto a la entrada y salida de la cámara de secado que es de 18 y 40 °C respectivamente, como se muestra en la Figura 10.

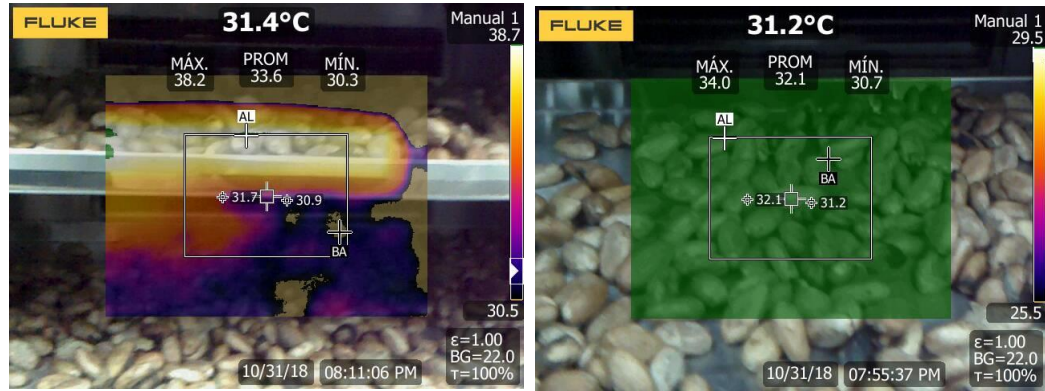


Figura 10. Temperatura del cacao. Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

$$Q_{producto} = \frac{m \cdot C_p \cdot \Delta T}{t}$$

$$Q_{producto} = \frac{4 \text{ kg} \cdot 1728 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \cdot (313,15 - 291,15)}{4 \text{ h} \cdot 3600}$$

$$Q_{producto} = 10,56 \text{ W} = 912,384 \frac{\text{kJ}}{24 \text{ h}}$$

La Tabla 10 muestra, la carga de producto para diferente cantidad de cacao en la cámara de secado.

Tabla 10. Carga de producto

m(kg)	Q (W)
1	2,64
2	5,28
3	7,92
5	13,2

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

3.3.4 Capacidad requerida en la cámara de secado

La capacidad requerida es la suma de las diferentes cargas calculadas anteriormente.

$$\begin{aligned}Q_{total} &= Q_{producto} + Q_{paredes} + Q_{aire} \\Q_{total} &= 878,428 \frac{kJ}{24 h} + 2273,52 \frac{kJ}{24 h} + 912,384 \frac{kJ}{24 h} \\Q_{total} &= 4064,332 \frac{kJ}{24 h} \cdot 1,1 \cdot \frac{24 h}{4 h} \\Q_{total} &= 26824,581 kW\end{aligned}$$

Para el secado de 4 kg de cacao en 4 horas la cámara de secado necesita recibir 26824,581 kW de calor.

3.4 Tiempo de secado a velocidad constante

Para un secador de bandejas se utilizará los datos del cacao mostrados en la Tabla 11.

Tabla 11. Datos térmicos del cacao

Densidad (ρ_c)	520 kg/m ³
Calos específico (cp)	1728 J/kg K
Calor latente de vaporización (H_{fg})	2430,5 kJ/kg
Coefficiente de conductividad térmica (k)	0,18 W/m K
Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado	

Para calcular el tiempo de secado se utiliza las ecuaciones 53 a 56, se tomará el dato de la humedad crítica del cacao que es de 8 %, así como, diferentes espesores de los granos de cacao. Como muestran las Tablas 12 y 13.

Tabla 12. Tiempo de secado de cacao con una carga de 1 kg

e_c (m)	A_s (m ²)	t_c (h)
0,002	0,962	2,224
0,0025	0,769	2,805
0,003	0,641	3,367
0,0035	0,549	3,928
0,004	0,481	4,489

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

Con una carga de 1 kg en las bandejas, el tiempo promedio de secado del cacao será de 3,367 horas.

Tabla 13. Tiempo de secado de cacao con diferentes cargas

C (kg)	t_c (h)
1	3,367
2	3,399
3	3,423
4	3,501
5	3,567

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

El tiempo promedio necesario para que los granos de cacao pasen de una humedad del 43 % al 8 % con una temperatura de 37 °C equivale a 3,451 horas.

3.4.1 Cálculo de humedad del cacao

En el cálculo de húmeda se utilizó un analizador halógeno de humedad HB43-S, ubicado en el laboratorio de ciencias de la vida de la Universidad Politécnica Salesiana. El cual funciona según el principio de termogravimétrico, es decir, registrar el peso inicial de la muestra y una lámpara halógena seca la muestra mientras una balanza integrada mide continuamente su peso. La pérdida de peso total se interpreta como el contenido de humedad [85].

El cacao debe pasar por una etapa previa de fermentación, la cual, elimina los restos de pulpa pegados en el grano, e inicia el desarrollo del aroma, sabor y color apto para la fabricación de chocolate [86]. La fermentación de cacao, se realiza colocando el cacao en cajas de madera o plástico al ambiente durante un lapso de 2 a 3 días, como muestra la Figura 11.



Figura 11. Fermentación del cacao. Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

La Tabla 14 detalla la humedad de los granos de cacao en distintos estados para el proceso de secado.

Tabla 14. Humedad relativa del grano de cacao

Estado de humedad	Muestra 1	Muestra 2	Muestra 3	Muestra 4	Muestra 5	Media
Fruta de cacao	61,30	58,50	59,50	65,60	63,20	61,20
Grano en fermentación	38,20	34,60	37,50	32,50	39,10	36,38
Primera hora de secado	26,45	23,60	22,12	27,20	21,30	24,13
Segunda hora de secado	17,34	16,20	14,91	17,10	14,30	15,97
Tercera hora de secado	9,78	11,13	10,30	12,40	13,01	11,32
Cuarta hora de secado	9,01	8,56	8,10	8,30	7,89	8,372

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

La humedad se reduce porcentualmente según el tiempo de secado, como muestra la Figura 12, siendo la medida adecuada para el proceso en la cuarta hora. En la cual se obtiene una humedad relativa de 8,372 %, en la quinta hora la humedad de los granos de cacao se encuentran en 4,48 %, la cual, no es ideal para la producción de cacao.



Figura 12. Humedad de los granos de cacao después de 5 horas de secado. Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

3.5 Funcionamiento de la máquina

La cámara de secado posee un controlador de temperatura y humedad MT512 que permite apagar el compresor al llegar a una temperatura de 40 °C, por lo que, la bomba de calor no permanece prendida todo el tiempo.

La Tabla 15 muestra los datos del funcionamiento del sistema de secado por bomba de calor a una temperatura ambiente de 20 °C. Desde la puesta en marcha de la máquina hasta el secado de una tanda de 4 kg de cacao en grano, estimados en 4 horas.

Tabla 15. Funcionamiento del sistema de secado

Ciclo	Tiempo trabajo [min]	Tiempo reposo [min]
1	30,35	12,52
2	13,72	12,33
3	13,35	12,40
4	13,96	14,02
5	13,00	14,75
6	13,08	14,60
7	13,91	15,08
8	14,56	15,41
Total	125,93	113,21

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

El total de tiempo en funcionamiento de la máquina es de 2 horas con 6 minutos, mientras que se mantiene en reposo 1 hora y 53 minutos. Lo cual da un tiempo total de secado de 3 horas y 59 minutos

3.6 Conclusiones del capítulo

En el presente capítulo se detalla el análisis termodinámico y de transferencia de calor necesario para la fabricación de una bomba de calor aire aire, la misma que, seca 4 kg de cacao en 4 horas, llegando a las condiciones necesarias de humedad para producir chocolate. De esta manera se cumple el objetivo de secar 100 kg de cacao a la semana si la maquina trabaja 20 horas al día.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE COSTOS

Para la economía actual es necesario manejar los recursos de manera adecuada, de tal manera que los costos sean optimizados y de esta manera aumentar la rentabilidad. El proyecto está sustentado en aspectos financieros, los cuales serán detallados en este capítulo. Estos costos están desglosados para la mayor comprensión.

4.1 Costos directos

Se desarrolló un análisis de los costos directos que son el monto de la inversión inicial del proyecto. Dichos costos se encuentran ampliados a continuación.

4.1.1 Costo de equipos y materiales de refrigeración

Para realizar la construcción del equipo de secado de cacao se tuvo que comprar los siguientes equipos de refrigeración registrados en la Tabla 16.

Tabla 16. Costo equipos y materiales de refrigeración.

Ítem	Nombre	Especificación	Cantidad	Valor Unitario [USD]	Valor total [USD]
1	Filtro secador	Tuerca 3/8" 5.0 TR	1	14,00	14,00
2	Serpentín evaporador	3/4 HP SRD-2D	1	95,00	95,00
3	Serpentín condensador	3/4 HP CB-114	1	105,00	105,00
4	Visor de líquido	Tuerca 3/8"x3/8"	1	33,00	33,00
5	Compresor rotativo	Refrigerante R410 12000BTU-220V	1	120,09	120,09
6	Válvula de expansión	Refrigerante R410	1	92,46	92,46
7	Motor ventilador	15W220V	2	20,00	40,00
8	Minipresostato de alta	R410A	1	8,00	8,00
9	Refrigerante	R410A	5	7,48	37,40
10	Turca bronce reforzada	3/8" Quality	16	1,00	16,00
11	Tubería de cobre	3/8" Flex	6	4,20	25,20
12	Tubería de cobre	5/8" Flex	6	5,00	30,00
13	Accesorios de cobre	3/8" Reforzada	10	3,00	30,00
14	Accesorios de cobre	5/8" Reforzada	8	3,25	26,00
Subtotal					672,15

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

Los equipos adquiridos son estandarizados y comprados según las especificaciones planteadas para obtener los valores de temperatura y humedad según los cálculos realizados y la capacidad requerida en el proyecto.

4.1.2 Costo de accesorios eléctricos y de control

Los elementos para realizar el sistema eléctrico, conexiones y sistema de controladores. Se usó los materiales detallados en la tabla 17.

Tabla 17. Costo de accesorios eléctricos y de control.

Ítem	Nombre	Especificación	Cantidad	Valor Unitario [USD]	Valor total [USD]
1	Dial manómetro de alta	Multirefrigerante	1	4,06	4,06
2	Dial manómetro de baja	Multirefrigerante	1	6,50	6,50
3	Capacitor de marcha	36 UF 370V	1	3,00	3,00
4	Capacitor de arranque	145-147 MFD 330V	1	6,50	6,50
5	Protector térmico	12KBTU 1HP 220V	1	5,00	5,00
6	Relay potencial	64-395 V	1	7,00	7,00
7	Controlador temperatura y humedad	MT-530i 220V	1	92,00	92,00
8	Controlador de temperatura	MT-512 220V	1	32,00	32,00
9	Contactares	30A-220V	1	32,00	32,00
10	Breaker	30A-220V	2	4,20	8,40
11	Terminales	Cable desnudo	25	5,00	5,00
12	Cable AWG	THHN Flex Calibre 14	5	5,00	25,00
13	Switch	Dos posiciones	2	8,50	17,00
Subtotal					243,46

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

Para la seguridad del sistema eléctrico y por ende del sistema. Se ha empleado materiales de calidad, además de sistemas de protección para los equipos con el fin de disminuir el riesgo de daño y deterioro de los mismos

4.1.3 Costo de equipos y estructura metálica

Se realizó el armado de estructuras metalmecánicas en los cuales se usó diferentes implementos y materiales registrados en la Tabla 18.

Tabla 18. Costo de equipos y estructura metálica.

Ítem	Nombre	Especificación	Cantidad	Valor Unitario [USD]	Valor total [USD]
1	Cámara de secado	Acero inoxidable bajo diseño, aislamiento lana de vidrio	1	350,00	350,00
2	Cámara de enfriamiento	Acero inoxidable bajo diseño	1	60,00	60,00
3	Protección para ventiladores	Acero A36 bajo diseño	2	20,00	40,00
4	Tubo estructural cuadrado	Acero A36 30x30x2 mm.	6	5,83	35,00
5	Ángulo metálico	Acero A36 20x3 mm.	1	3,50	3,50
6	Plancha laminada	Acero A36 1,22x2 m. Espesor 2mm	1	18,00	18,00
7	Pernos y tuercas acero negro	M6x3cm.	12	0,20	2,40
8	Pintura anticorrosiva	Color gris 1/8 gal.	1	4,00	4,00
9	Pintura esmalte	Color metálico 1/8 gal.	1	4,00	4,00
Subtotal					522,90

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

La estructura tipo mesa realizada en acero estructural, es de alta resistencia al peso propio de la máquina y a daños provenientes del ambiente ya que se ha reforzado la soldadura y se ha provisto de un recubrimiento anticorrosivo.

4.1.4 Costo de diseño e ingeniería

En el estudio de sistemas de refrigeración y control, fue viable la utilización de expertos. Los cuales brindaron instrucciones para el armado de los sistemas mencionados en la Tabla 19.

Tabla 19. Costo de diseño e ingeniería.

Nombre	Especificación	Tiempo (h)	Valor [USD/h]	Valor total [USD]
Autores	Diseño y especificaciones	80	4,00	320,00
Asesoría externa	Refrigeración	2	5,00	10,00
Asesoría especial	Controladores	1	12,00	12,00
Subtotal				342,00

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

4.1.5 Costos por mano de obra

La mano de obra utilizada para el armado y puesta a punto del equipo se detalla en la Tabla 20.

Tabla 20. Costo por mano de obra.

Servicio	Especificación	Tiempo (h)	Valor [USD/h]	Valor total [USD]
Metalmecánica	Corte, soldadura, pintura	5	10,00	50,00
Refrigeración	Colocación, soldadura de cobre, purga, carga de sistema	21	15,00	315,00
Control	Conexiones eléctricas	8	12,00	96,00
Subtotal				461,00

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

Es necesario el conocimiento del sistema y las condiciones del mismo para la carga de refrigerante, de esta manera obtener las capacidades necesarias según las especificaciones.

4.1.6 Total costos directos

Se tiene como el valor de costos directos a la suma de los subtotales de todas las tablas anteriores puntualizados en la Tabla 21.

Tabla 21. Total costos directos.

Componente del costo	Valor [USD]
Equipos y materiales de refrigeración	672,15
Accesorios eléctricos y de control	243,46
Equipos y estructura metálica	522,90
Diseño e ingeniería	342,00
Mano de obra	461,00
Subtotal	2241,51

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

4.2 Costos indirectos

Se desarrolló un análisis de los costos indirectos que influyen directamente en el monto de la inversión inicial del proyecto. Dichos costos se encuentran ampliados a continuación.

4.2.1 Costo de materiales

Para todos los materiales utilizados en el proyecto, los cuales no se pudo realizar una tabulación como material directo por sus características se enumeran en la Tabla 22.

Tabla 22. Costo de materiales indirectos.

Ítem	Nombre	Especificación	Cantidad	Valor Unitario [USD]	Valor total [USD]
1	Electrodo E6011	C13 1/8"	2	3,00	6,00
2	Disco corte	230 mm.	2	4,25	8,50
3	Disco pulido	230 mm.	2	5,50	11,00
4	Equipo de protección personal	Guantes, mascara para soldar, mascara de recorte, tapones.	1	40,00	40,00
Subtotal					65,50

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

4.2.2 Costo de imprevistos

Se han acoplado los costos de diferentes ámbitos del proyecto, con la finalidad de llevar un control específico de todo el dinero utilizado en el mismo, lo cual se encuentra registrado en la tabla 23.

Tabla 23. Costo de imprevistos.

Nombre	Valor [USD]
Material de oficina	20,00
Tecnología	30,00
Movilización y transporte	50,00
Gastos telefonía	5,00
Servicios básicos	15,00
Subtotal	120,00

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

4.2.3 Total costos indirectos

Se trata de la sumatoria de los subtotales mostrados posteriormente con la finalidad de generar un solo costo indirecto, para generar una idea de la inversión determinada en la Tabla 24.

Tabla 24. Costo indirecto total

Componente del costo	Valor [USD]
Materiales indirectos	65,50
Imprevistos	120,00
Subtotal	185,50

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

4.3 Costo total del proyecto

Mediante los valores obtenidos de costos directos e indirectos, detallados en las tablas anteriores de este capítulo. Se puede determinar el costo global del proyecto, el cual se encuentra en la Tabla 25.

Tabla 25. Costo total del proyecto

Componente del costo	Valor [USD]
Directo	2241,51
Indirecto	185,50
Total	2427,01

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

A este costo total de la maquinaria se debe agregar un costo por instalación e inconvenientes del 10 % aproximadamente, lo cual representa 242,71 USD. Lo cual arroja un valor de 2670 USD como precio tope del sistema de bomba de calor.

4.3.1 Costo para el secado por cada 100 kg de cacao

Según los pliegos tarifarios presentados para el año 2018 a nivel nacional por la agencia de regulación y control de electricidad [87]. Para la Empresa Eléctrica Quito se presentan los siguientes costos detallados en la Tabla 26.

Tabla 26. Pliego tarifario de enero a diciembre 2018 [87].

Rango de consumo [kWh]	Costo de energía [USD/kWh]	Descripción
Categoría Residencial		Consumidores sujetos a la tarifa residencial, independiente de la demanda de kWh de consumo por cada mes
1 – 50	0,078	Por cada kWh
51 – 100	0,081	Por cada kWh pasado los 50 kWh
101 – 150	0,083	Por cada kWh pasado los 50 kWh
151 – 200	0,097	Por cada kWh pasado los 50 kWh
201 – 250	0,099	Por cada kWh pasado los 50 kWh
251 – 300	0,101	Por cada kWh pasado los 250 kWh
301 – 350	0,103	Por cada kWh pasado los 250 kWh
351 – 500	0,105	Por cada kWh pasado los 250 kWh
501 – 700	0,1285	Por cada kWh pasado los 200 kWh
701 – 1000	0,1450	Por cada kWh pasado los 300 kWh
1001 – 1500	0,1709	Por cada kWh pasado los 500 kWh
1501 – 2500	0,2752	Por cada kWh pasado los 1000 kWh
2501 – 3500	0,4360	Por cada kWh pasado los 1000 kWh
Superior	0,6812	Por cada uno de los kWh

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

Según datos de información ambiental en hogares, el Instituto ecuatoriano de estadísticas y censos (INEC). Para el año 2016 se tiene un consumo promedio de cada hogar ecuatoriano de 19,34 USD. Por lo cual se plantea el consumo entre los 151 – 200 kWh con un costo adicional de 0,097 USD en el sector urbano y un consumo dentro de 101 – 150 en el sector rural con un costo adicional de 0,083 USD [88].

Para determinar el costo generado por el equipo, se debe calcular la potencia utilizada en el sistema se utiliza la ecuación de potencia eléctrica.

$$P = V \cdot I \quad (58)$$

Donde:

P: Potencia del sistema [W].

V: Voltaje del sistema [V].

I: intensidad de corriente [A].

El proyecto secador de cacao, al utilizar una intensidad de corriente de 0,6 amperios y un voltaje de 220 voltios tipo bifásica por lo cual se define la potencia.

$$P = \frac{220V \cdot 0.6A}{1000}$$

$$P = 0,132 \text{ kW}$$

Con las condiciones de trabajo de 16 horas diarias. De las cuales el sistema eléctrico, según pruebas se encuentra encendido un promedio de 8 horas y por 5 días a la semana. Se ha determinado el costo para zona urbana y rural especificado en la Tabla 27.

Tabla 27. Pliego tarifario de enero a diciembre 2018 [87].

Tiempo	Costo [USD]	
	Urbano	Rural
Por hora	0,013	0,011
Diario	0,102	0,087
Semanal	0,512	0,438
Mensual	2,049	1,753

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

El sistema consumirá 0,132 kWh. Generando un costo de 0,0102 USD diario en el área urbana y de 0,087 USD en el área rural por hora de trabajo lo que genera un costo mensual de 2,049 USD y 1,753 USD respectivamente.

Además se considera el secado semanal de 100 kg de cacao es por esto que el costo será de 0,512 USD por cada 100kg de cacao en el sector urbano y de 0,438 en el sector rural.

Uno de los métodos más ocupados para el secado de cacao en Ecuador es mediante la utilización de gas licuado de petróleo (GLP), el cual tiene un subsidio de alrededor del 87 % del precio de venta y en promedio más del 650 % del subsidio a nivel país para el consumo doméstico, ya que el costo de producción y comercialización del GLP se encuentra en torno a los 12 USD [89]. El costo de venta que tiene una bombona doméstica de 15 kilogramos de GLP es de 1,60 USD según los costos establecidos por Petroecuador y la Agencia de Control Hidrocarburífero (ARCH) [90]. Estas tarifas se las puede observar en la tabla 28.

Tabla 28. Costo de GLP para distintos sectores [90].

Tipo	Valor [USD/kg]
GLP industrial	0,774463
GLP agrícola	0,188384
GLP doméstico	0,106667
GLP para taxis	0,188384

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

Los costos del GLP varían según el uso que se haga de este, es así que el más alto valor a pagar por este producto es en el sector industrial con 0,77 USD por cada kilogramo utilizado y el más bajo es el gas doméstico que cuesta 0,106 USD por cada kilogramo.

Otro método utilizado para secar cacao, aunque en menor porcentaje es el uso del diésel; este también se encuentra subsidiado por el estado en un aproximado de 48 % del precio de venta [91]. Los costos de este producto para los diferentes ámbitos productivos del país se encuentran desglosados en la tabla 29.

Tabla 29. Costo diésel para distintos sectores [90].

Tipo	Valor [USD/galón]
Diésel petrolero tipo 1 – 2	1,679813
Diésel industrial tipo 1 – 2	
Diésel uso particular	
Diésel petrolero Premium	1,950427
Diésel industrial Premium	
Diésel naviero Premium	
Diésel pesquero - camaronero	0,900704
Diésel doméstico	
Diésel eléctrico	
Diésel doméstico Premium	
Diésel automotriz Premium	
Diésel transporte público Premium	

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

El diésel al tener diferentes calidades y diferente utilización se clasifica según el tipo, ya sea este normal o premium. Al que mayor subsidio se le otorga, es para el sector de transporte doméstico, y pesquero con un costo de 0,90 USD por galón mientras que para el sector industrial, naviero y petrolero es el más costoso con 1,95 USD por galón.

4.4 Análisis comparativo de costos

La tabla 30 presenta la comparación de costos del secado de cacao mediante la utilización de este sistema en comparación con otras plataformas de secado de cacao muy difundidas en el país, con capacidades similares.

Tabla 30. Análisis comparativo de costos

Sistema	Costo por cada 100 kg [USD]	Costo mensual [USD]
Secado mediante GLP	6,40	35,20
Secado por diésel	2,25	11,25
Bomba de calor	0,51	2,05

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

El secado por bomba de calor tiene un costo mensual de 2,05 USD mientras que el secado con GLP utilizando en promedio 4 bombonas domesticas de 15 Kg, genera un costo de 35,20 USD y por secado mediante diésel, utilizando un promedio de 5 galones de diésel mensuales produce un gasto de 11,25 USD.

El secado del cacao debe regirse a parámetros expuestos anteriormente en este proyecto como son temperatura y humedad relativa, por lo cual, en la Tabla 31 se expone las capacidades de cada sistema para el secado correcto y su capacidad de secado.

Tabla 31. Análisis comparativo de parámetros.

Sistema		Rango de temperatura [°C]	Rango de humedad [%]	Tiempo de secado 100 kg [h]	Producción mensual [kg]
Secado	mediante	35 – 60	4 – 7	55	550
GLP					
Secado por diésel		45 – 70	5 – 7	60	500
Bomba de calor		35 – 45	3 – 7	80	400

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

El tiempo que se demora la bomba de calor en secar 100 kg de cacao es de 80 horas, mientras que el secado mediante GLP y diésel toma 55 y 60 horas respectivamente.

4.4.1 Costo de Mantenimiento

Considerando la instalación y la puesta en marcha de la bomba de calor, es necesaria la revisión periódica de los componentes más importantes de la misma. Es por esto que se requiere realizar un mantenimiento preventivo semestral con un costo general de 120 USD en el cual se incluye:

- Revisión del sistema eléctrico y motores.
- Purga del sistema de refrigeración.
- Cambio de filtro.
- Verificación de fugas en el sistema.
- Calibración de sistemas de control y manómetros.
- Limpieza general de la máquina.
- Carga de gas refrigerante y puesta en marcha.

4.5 Análisis financiero del proyecto

Para medir la viabilidad de un proyecto es necesario abordar campos financieros en una serie de etapas, en las cuales se refleje la rentabilidad del mismo y de esta manera reducir la incertidumbre para su culminación. Así también para determinar gastos y posteriores beneficios que generará dicho proyecto [92].

4.5.1 Valor actual neto (VAN)

Se conoce también como valor presente neto (VPN) y se trata de la diferencia entre los ingresos y egresos. Para determinar el VAN se debe realizar un análisis de flujo neto de efectivo (FNE) del proyecto en el cual se consideran ingresos y egresos de

los diferentes períodos para medir un índice de rentabilidad del proyecto [93]. Para el cálculo efectivo del VAN, se puede utilizar:

$$VAN = -I_o + \sum_{\Omega=1}^n \frac{Ft}{(1+i)^\Omega} \quad (59)$$

Donde:

I_o : Inversión inicial.

Ω : Períodos.

n : Número de períodos.

Ft : Flujos de dinero en cada periodo.

i : Interés para la inversión.

Para el desarrollo del FNE el valor del mismo se realizará de manera mensual, considerando un nivel de ganancias y gastos constantes; además de una tasa de interés estándar del 5 %. En el mes 0 es donde se realiza la inversión por lo cual no se genera ganancias y cada seis meses existe un costo adicional de mantenimiento como se observa en la Tabla 32.

Tabla 32. Cálculo de Valor Actual Neto (VAN)

Mes	FNE [USD]	Flujo Activo [USD]
0	-2670	-2670
1	420	400
2	420	380,95
3	420	362,81
4	420	345,54
5	420	329,08
6	300	223,86
7	420	298,49
8	420	284,27
9	420	270,74
10	420	257,84
11	420	245,47
12	300	167,05
VAN		896,10

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

Al obtener un valor positivo en el VAN para el periodo contemplado, es un indicador de que se va a generar ganancias en este lapso de tiempo.

4.5.2 Tasa interna de retorno (TIR)

La tasa interna de retorno es el parámetro referente al rendimiento que puede generar el proyecto durante la vida útil del mismo [94]. Este indicador es también utilizado para la toma de decisiones acerca de un proyecto y se define como una tasa de descuento que iguala al VPN de los ingresos con el de los egresos [93]. Se define la ecuación para el cálculo como:

$$VAN = 0 = \sum_{\Omega=1}^n \frac{Ft}{(1 + TIR)^{\Omega}} - I_o \quad (60)$$

Para encontrar el TIR se utiliza los valores del FNE con los cuales se encuentra el valor positivo de la inversión como se plantea en la Tabla 33.

Tabla 33. Cálculo de la Tasa Interna de Retorno (TIR).

Mes	FNE [USD]	Flujo Acumulado [USD]
0	-2670	-2670
1	420	-2250
2	420	-1830
3	420	-1410
4	420	-990
5	420	-570
6	300	-270
7	420	150
8	420	570
9	420	990
10	420	1410
11	420	1830
12	300	2130
TIR		4%

Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado

4.5.3 Período de recuperación de la inversión (PRI)

El periodo de recuperación de inversión “*payback period*” es un indicador en el cual se mide el tiempo que se demorará para que retorne el dinero de la inversión del proyecto [95]. Se puede encontrar mediante la ecuación:

$$PRI = N + \frac{|F_A|}{F_{A+1}} \quad (61)$$

Donde:

N: Número de meses donde se presentó flujo negativo.

F_A: Flujo acumulado de N.

F_{A+1}: Flujo acumulado siguiente a N.

Para realizar el cálculo del PRI, se toma los datos de la tabla 18 donde se encuentran los valores positivos y negativos del FNE, con lo cual se obtiene:

$$PRI = 7 + \frac{|-270|}{150} = 8,8 \approx 9 \text{ meses}$$

El tiempo de recuperación de la inversión será de 9 meses, como se puede constatar también en la Tabla 17, donde la suma del VAN hasta el mes 9 ya entrega un flujo positivo con 225,74 USD.

4.6 Conclusiones del capítulo

En el presente capítulo se detalla el total de costos directos e indirectos produciendo una inversión inicial de 2670 USD, análisis de gastos comparativos con otras tecnologías dando paso a un ahorro hasta del 90 % y costo de mantenimiento del dispositivo con un monto semestral de 120 USD. Asimismo el análisis económico del proyecto y el periodo de recuperación, que refleja un retorno de la inversión en un período de nueve meses; generando ganancias para el primer año de implementación del sistema de bomba de calor y con una tasa interna de retorno del 4 %.

CONCLUSIONES

- En Latinoamérica, el uso de la bomba de calor tiene una gran importancia para el ahorro de energía, siendo Brasil, Perú, Colombia y Chile los países que más uso le dan a esta tecnología, a diferencia de Ecuador, en el cual, el uso de esta es poco utilizado. En Europa, el uso de estas máquinas es uno de los focos más importantes, de manera que, en Suiza el 75 % de las viviendas unifamiliares utilizan bombas de calor y en España un 34 %.
- El refrigerante R410A mostró un alto desempeño para la calefacción del sistema de secado, trabajando a altas temperaturas y presiones según normativa internacional, con calidades de 65 % a 90 %. Obteniendo una temperatura crítica de 50 °C en el condensador y 14 °C en el evaporador con una carga de 420 gramos y presiones de 350 psi en alta y 170 psi en baja.
- El sistema de bomba de calor por compresión de refrigerante R410A, es capaz de secar semanalmente una cantidad de 100 kg de cacao húmedo en fermentación, reduciendo la humedad relativa de la semilla del cacao de un valor medio inicial de 61,20 % hasta un valor medio final de 8,372 % generando una temperatura promedio de 37 °C y con un consumo de energía de 7 kW lo cual traducido a gasto es de 0,51 USD.
- El COP del equipo encontrado de forma analítica bajo condiciones normales es de 7,45. Generando eficiencias de 0,311 en el condensador, de 0,723 en el evaporador y 0,96 en el compresor. Este valor puede variar según las condiciones climáticas en donde se encuentre el mismo, ya que por el principio termodinámico del sistema el suministro de calor al condensador puede variar mínimamente hasta el 5 % del valor mostrado.
- El costo generado por el proyecto se determinó en un monto de 2670 USD como inversión inicial. El cual se empezará a recuperar en un período de nueve meses, a partir del cual se obtendrá ganancias con el sistema según indicadores económicos utilizados, con una tasa de retorno del 4 % sobre el monto de inversión. Así también generando un ahorro porcentual desde 20 % a 30 % sobre otro tipo de sistemas de secado

RECOMENDACIONES

- Para mayor seguridad, antes de la puesta en marcha del sistema se recomienda la revisión de las cañerías de cobre para verificar que no existan fugas de gas refrigerante, además de la verificación que el amperaje de entrada a la máquina no sea mayor a dos amperios para precautelar la integridad de los componentes eléctricos.
- El refrigerante R410A trabaja a muy altas presiones, es por esto que se debe tener precaución al momento de realizar cualquier montaje o desmontaje en el sistema de refrigeración. De igual manera se debe esperar que se estabilice el sistema antes de entrar en funcionamiento, siendo lo recomendable 4 horas después del traslado. En el caso de existir fugas dentro del sistema, se debe ventilar la habitación ya que el gas refrigerante es toxico e inflamable.
- El sistema de secado por bomba de calor puede ser mejorado mediante la implementación de un sistema de recirculación de aire por ventiladores dentro de la cámara de secado con el fin de proliferar el calor generado por el condensador sobre toda el área y de esta manera mejorar las condiciones de secado y disminuyendo el tiempo para el mismo.
- Se puede generar un mayor ahorro en el proceso de secado mediante la mejora de la hermeticidad tanto de la cámara de secado, como de la cámara de enfriamiento. Con el fin de impedir pérdidas de calor y frio en el sistema, con lo cual se mantendrá la temperatura en las cámaras y por ende el sistema eléctrico tenderá a trabajar un tiempo menor y por lo cual tendrá menor consumo de electricidad.
- Para aumentar la capacidad de secado en el sistema se puede acoplar una mayor cantidad de bandejas dentro de la cámara de secado, sin embargo se debe tener en cuenta las variables dentro de la máquina como son tiempo de secado, humedad relativa y la mayor exigencia al sistema.

BIBLIOGRAFIA

- [1] X. Q. Zhai, M. Qu, X. Yu, Y. Yang, and R. Z. Wang, “A review for the applications and integrated approaches of ground-coupled heat pump systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 6, pp. 3133–3140, 2011.
- [2] A. M. Omer, “Energy, environment and sustainable development,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 12, no. 9, pp. 2265–2300, 2008.
- [3] N. Kaydalova and V. Kryukov, “COMPARISON OF HEAT PUMP SYSTEM AND BOILER PLANT FOR ONE-FAMILY HOUSE Heat sources in one-family house,” no. December, 2010.
- [4] K. Vanessa and L. Robin, “Accepted Manuscript,” pp. 1–48, 2016.
- [5] M. Zogg, “History of Heat Pumps. Swiss Contributions and International Milestones,” *9th Int. IEA Heat Pump Conf. 20 – 22 May 2008, Zürich, Switz.*, no. May, pp. 20–22, 2008.
- [6] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. IDAE, “Síntesis del Estudio Parque de Bombas de Calor en España,” p. 42, 2016.
- [7] A. García and I. Martínez, “Estado actual de desarrollo de las Bombas de Calor Geotérmico,” *Geotermia*, vol. 25, no. 2, pp. 58–68, 2012.
- [8] N. A. Ortega, “Factibilidad del aprovechamiento de bombas de calor geotérmicas para localidades de México,” p. 81, 2012.
- [9] C. Si, S. Shao, C. Tian, and H. Xu, “Development and experimental investigation of a novel spray cooling system integrated in refrigeration circuit,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 33–34, no. 1, pp. 246–252, 2012.
- [10] D. Micallef, “Fundamentals of refrigeration thermodynamics,” 2014.
- [11] G. Guanipa, “Sistemas De Refrigeración,” p. 22, 2010.
- [12] Y. a. Cengel and M. E. Boles, “Termodinamica - Cengel 7th,” *Termodinamica*, p. 1456, 2011.
- [13] “Required input Work input Desired output Heating effect Required input Work input,” *ReCALL*, pp. 1–15.
- [14] F. Afshari, O. Comakli, S. Karagoz, and H. G. Zavaragh, “A thermodynamic comparison between heat pump and refrigeration device using several

- refrigerants,” *Energy Build.*, vol. 168, pp. 272–283, 2018.
- [15] R. V. Manresa, “Refrigerantes para aire acondicionado y refrigeración,” p. 2—18, 2013.
 - [16] M. Forsén, “Heat pumps: technology and environmental impact,” no. July, p. 120, 2005.
 - [17] D. U. Froid, “INSTITUT INTERNATIONAL INTERNATIONAL INSTITUTE Numbering of Refrigerants,” no. Cl, pp. 1–6, 2001.
 - [18] A. Conditioning and H. Pumps, “Chapter 3,” 2016.
 - [19] P. Termodin *et al.*, “Capítulo 12,” pp. 136–163.
 - [20] seai, “Best Practice Guide: Heat Pump Technologies,” pp. 1–16, 2013.
 - [21] A. Gagneja and S. Pundhir, “Heat Pumps and Its Applications,” vol. 3, no. 1, pp. 2–5, 2016.
 - [22] NRC, *Natural Resource Canada’s Office of Energy Efficiency: Heating and cooling with a heat pump*. 2004.
 - [23] KRA-Technical, “Heat pump.”
 - [24] L. Mikkonen, “Heat pumps In municipal buildings and households.”
 - [25] N. M. Burnside, D. Banks, A. J. Boyce, and A. Athresh, “Hydrochemistry and stable isotopes as tools for understanding the sustainability of minewater geothermal energy production from a ‘standing column’ heat pump system: Markham Colliery, Bolsover, Derbyshire, UK,” *Int. J. Coal Geol.*, vol. 165, pp. 223–230, 2016.
 - [26] G. Phetteplace, “Geothermal Heat Pumps,” *J. Energy Eng.*, vol. 133, no. 1, pp. 32–38, 2007.
 - [27] R. Systems and S. Edition, “Refrigeration Systems and Systems and,” 2010.
 - [28] C. M. Keinath and S. Garimella, “Development and demonstration of a microscale absorption heat pump water heater,” *Int. J. Refrig.*, vol. 88, pp. 151–171, 2018.
 - [29] X. Liu, F. Hui, Q. Guo, Y. Zhang, and T. Sun, “Experimental study of a new multifunctional water source heat pump system,” *Energy Build.*, vol. 111, pp.

408–423, 2016.

- [30] Z. Kang, X. Zhou, Y. Zhao, R. Wang, and X. Wang, “Study on Optimization of Underground Water Source Heat Pump,” *Procedia Eng.*, vol. 205, pp. 1691–1697, 2017.
- [31] T. Ahmad, H. Chen, and J. Shair, “Water source heat pump energy demand prognosticate using disparate data-mining based approaches,” *Energy*, 2018.
- [32] F. Jabari, B. Mohammadi-Ivatloo, G. Li, and H. Mehrjerdi, “Design and performance investigation of a novel absorption ice-making system using waste heat recovery from flue gases of air to air heat pump,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 130, pp. 782–792, 2018.
- [33] L. Kudela, L. Kudela, C. European, and C. Zone, “Potential of Predictive Control for Improvement of Seasonal Coefficient of Performance of Air Source Heat Pump in Central European Climate Zone,” 2018.
- [34] H. Yuan and C. L. Zhang, “Regenerated air cycle potentials in heat pump applications,” *Int. J. Refrig.*, vol. 51, pp. 1–11, 2015.
- [35] “Components : Model,” vol. 10, no. 2, pp. 184–190, 2014.
- [36] C. Units, “Accelerated Capital Allowances Eligibility Criteria Category : Refrigeration and Cooling Technology : Compressors and Condensing Units,” pp. 1–12.
- [37] D. For, L. Life, and C. Costs, “Burckhardt compression manufacturer of the world ’ s most powerful reciprocating compressor.”
- [38] A. Bahadori, *Gas Compressors*. 2014.
- [39] N. D. E. Los, “Instituto de mecánica de los fluidos e ingeniería ambiental (i m f i a),” *Máquinas para fluidos I - Compresores* -, p. 44, 2010.
- [40] A. de Saint-Exupéry, “Capítulo 4,” *El Principito*, pp. 5–6, 2004.
- [41] J. Coronel, “Apuntes. Tipología y Clasificación de Compresores (U SEVILLA),” p. 33, 2010.
- [42] Salvador ESCODA S.A., “Capítulo 4. Ventiladores,” *Man. práctico Vent.*, pp. 1–27.
- [43] D. Gingery, “How to design Centrifugal fans.”

- [44] ebm-papst, “Centrifugal fans and blowers,” 2012.
- [45] C. Neal and J. Rudolph, “Sistemas de Ventilación,” *Real Farm. Española I Tomo. Madrid*, vol. 1, p. 347, 1997.
- [46] Salvador Escoda S.A., “Manual práctico de ventilación: Catálogo técnico,” p. 136, 2002.
- [47] M. Pierce, “5. Fans and Blowers,” *Energy*, pp. 93–112, 1997.
- [48] C. I. Mecánica, “UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE QUITO,” 2015.
- [49] M. Arce, “PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ Lima - Perú,” *Sist. autónomo Control trafico Veh. para Intersecc. avenidas.*, vol. 2, p. 145, 2017.
- [50] V. I. Ventiladores, “Vi.- ventiladores.”
- [51] ebm papst, “Axial Fans,” 2010, no. May, 2010.
- [52] Y. Muzychka, “Chapter 5 Heat Exchangers,” *Mech. Equip. Syst.*, pp. 71–90, 1998.
- [53] Thomasnet, “Substituting the value of the thermal resistance R yields: 1 1.”
- [54] E. D. E. I. Zootécnica, “Tesis de grado,” 2014.
- [55] O. A. Jaramillo, “Intercambidores de Calor,” *Agric. Water Manag.*, vol. 22, no. 1–2, pp. xix–xx, 2007.
- [56] D. Q. Kern and D. A. Kraus, “{E}xtended surface heat transfer,” no. 1, 1972.
- [57] P. Wais, “Fin-Tube Heat Exchanger Optimization,” *Fin-tube heat Exch. Optim. heat Exch. - basics Des. Appl.*, pp. 343–366, 2012.
- [58] J. H. L. Iv and J. H. Lienhard, “A heat transfer textbook,” *J. Heat Transfer*, vol. 108, no. 1, p. 198, 1986.
- [59] Unac, “Introducción a La Transferencia De Calor,” *Introd. a La Transf. Calor*, p. 3,4, 2011.
- [60] J. R. Simonson, “Introduction to Engineering Heat Transfer,” p. 244, 1967.
- [61] D. W. Mackowski, “Conduction Heat Transfer: Notes For MECH 7210,” *Mech. Eng. Dep. Auburn ...*, pp. 1–242, 2011.

- [62] C. J. Coronella, *Handbook of Heat Transfer Calculations*, vol. 99, no. 3. 2008.
- [63] Y. A. Çengel, “Conducción,” *Transf. calor y masa*, 2007.
- [64] L. Fernando and H. Díaz, “Índice General,” 2005.
- [65] J. C. Yang and W. W. Yuen, “Heat transfer in a falling laminar liquid film with in-depth radiation absorption,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 94, pp. 47–52, 2018.
- [66] S. Kaseb, “Convection 6.1.”
- [67] U. de Celaya, “Mecanismos de transferencia de calor. 1.,” pp. 1–23, 2013.
- [68] M. Agroecol, C. Fecha, and P. M. Descriptores, “Tecnología : Proceso de secado de cacao,” 2013.
- [69] P. Parra-rosero, “SECADO DE CACAO UTILIZANDO CALIENTE Pablo Parra-Rosero,” 2017.
- [70] A. y P. Ministerio de Agricultura, Ganaderia, “manual-aplicabilidad-cacao-nuevo.pdf.” .
- [71] B. V. Karlekar and R. M. Desmond, *Transferencia de Calor*, Segunda Ed. México D. F., 1983.
- [72] J. Lee-Laverde and C. Delgado-Agudelo, “Modelamiento Y Diseño De Un Secador Estatico De Café Pergamino (Silo De Café),” p. 250, 2013.
- [73] Ç. Yunus A and G. Afshin J, “Introducción y conceptos básicos,” *Transf. calor y masa*, pp. 1–47, 2011.
- [74] Y. Cengel and M. Boles, “Termodinámica,” p. 1042, 2012.
- [75] K. Wark and D. Richards, “Termodinamica_Wark.Pdf.” p. 1049, 2001.
- [76] Y. A. Cengel and J. M. Cimbala, *Mecánica de Fluidos*, Primera ed. McGraw-Hill, 2006.
- [77] F. Kreith, R. M. Manglik, and M. S. Bohn, *Principles of Heat Transfer*, Seven Edit. Stamford, 2011.
- [78] Jacobo Cabanzón Labat, “Trabajo Fin de Grado (Design and Analysis of a Heat Exchanger),” 2018.
- [79] Lg, “Rotary Compressor for Air Conditioning.”

- [80] T. Coild, “Condensadores y Evaporadores,” pp. 46–54.
- [81] Danfoss, “Compresores scroll de Danfoss SH090-SH485 (individuales),” vol. 485.
- [82] U. of M. CLAUS BORGNAKKE and John, *Fundamentals of Thermodynamics*. .
- [83] Dafnoss, “Válvulas de expansión termostática.”
- [84] R. Dossat, “Principios de refrigeracion.” .
- [85] M. Toledo, “Instrucciones de manejo HB43-S.”
- [86] C. Girón, I. Nacional, D. I. Agrícolas, I. C. El, and H. R. Hospital, “fermentadores Clímaco ÁLVAREZ , Lumidla TOVAR , Héctor GARCÍA , Franklin MORILLO , Pedro,” vol. 10, no. 1, pp. 76–87, 2010.
- [87] ARCONEL, “Pliego tarifario para las empresas eléctricas de distribución,” vol. 18, 2018.
- [88] INEC, “Información Ambiental en Hogares,” pp. 1–39, 2016.
- [89] D. Ejecutivo, “Reglamento actividades de comercializacion gas licuado de petroleo,” pp. 1–19, 2017.
- [90] Gerencia de Comercialización, “Precios de Venta Petroecuador,” no. 799, p. 514670, 2017.
- [91] P. Granda, “Subsidios a los hidrocarburos en Ecuador,” *Publicando*, no. 11, pp. 92–99, 2017.
- [92] G. Acuña and N. Rojas, *Evaluación Financiera de Proyectos*. 2015.
- [93] M. Mete, “Valor Actual Neto y Tasa de Retorno: Su utilidad como herramientas de análisis y evaluación de proyectos de inversión,” *Univ. La Salle*, vol. 7, pp. 67–85, 2014.
- [94] F. Cruz, “Activos No Circulantes,” 2014.
- [95] S. Fernandez, *Proyectos de Inversión*, Segunda Ed. San José: Editorial Tecnológica de Costa Rica, 2010.

ANEXOS

Anexo 1

Tabla de compresores rotativos para refrigerante R410a

Modelo		Capacidad nominal a 60 Hz	Capacidad de refrigeración nominal		Potencia absorbida	COP	E.E.R.	Volumen barrido	Desplazamiento ①	Carga de aceite	Peso neto ②
		TR	W	Btu/h	kW	W/W	Btu/h/W	cm³/rev	m³/h	dm³	kg
50 Hz	SH090	7.5	22300	76100	7.19	3.10	10.58	88.40	15.4	3.0	58.0
	SH105	9	26800	91500	8.47	3.17	10.82	103.50	18.0	3.3	64.0
	SH120	10	30000	102400	9.46	3.17	10.82	116.90	20.3	3.3	64.0
	SH140	12	34700	118400	10.58	3.28	11.19	133.00	23.1	3.3	67.0
	SH161	13	38800	132400	12.15	3.19	10.89	151.70	26.4	3.3	69.0
	SH184	15	44700	152600	13.73	3.25	11.09	170.30	29.6	3.6	71.5
	SH180	15	44500	151900	13.87	3.21	10.96	170.20	29.6	6.7	108.0
	SH240	20	59700	203800	18.50	3.23	11.02	227.60	39.6	6.7	108.0
	SH295*	25	73200	249800	22.51	3.25	11.09	276.20	48.1	6.7	111.0
60 Hz	SH380	30	90500	308900	28.18	3.21	10.96	345.00	60.0	6.7	159.0
	SH485	40	116400	397300	35.65	3.26	11.13	442.60	77.0	6.7	175.0
	SH090	7.5	27100	92500	8.57	3.16	10.78	88.40	18.6	3.0	58.0
	SH105	9	32100	109600	9.96	3.22	10.99	103.50	21.8	3.3	64.0
	SH120	10	36800	125600	11.25	3.27	11.16	116.90	24.6	3.3	64.0
	SH140	12	42300	144400	12.77	3.31	11.30	133.00	27.9	3.3	67.0
	SH161	13	47200	161100	14.43	3.27	11.16	151.70	31.9	3.3	69.0
	SH184	15	54000	184300	16.45	3.28	11.19	170.30	35.8	3.6	71.5
	SH180	15	54300	185300	16.58	3.27	11.16	170.20	35.7	6.7	108.0
60 Hz	SH240	20	72200	246400	22.10	3.27	11.16	227.60	47.8	6.7	108.0
	SH295*	25	88500	302000	27.21	3.25	11.09	276.20	58.0	6.7	111.0
	SH380	30	109600	374100	33.99	3.22	10.99	345.00	72.3	6.7	159.0
	SH485	40	140600	479900	43.28	3.25	11.09	442.60	92.9	6.7	175.0

Fuente: [81]

Anexo 2

Tabla de calores específicos de gas ideal a diferentes temperaturas

Temperatura, K	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k
	Aire			Dióxido de carbono, CO ₂			Monóxido de carbono, CO		
250	1.003	0.716	1.401	0.791	0.602	1.314	1.039	0.743	1.400
300	1.005	0.718	1.400	0.846	0.657	1.288	1.040	0.744	1.399
350	1.008	0.721	1.398	0.895	0.706	1.268	1.043	0.746	1.398
400	1.013	0.726	1.395	0.939	0.750	1.252	1.047	0.751	1.395
450	1.020	0.733	1.391	0.978	0.790	1.239	1.054	0.757	1.392
500	1.029	0.742	1.387	1.014	0.825	1.229	1.063	0.767	1.387
550	1.040	0.753	1.381	1.046	0.857	1.220	1.075	0.778	1.382
600	1.051	0.764	1.376	1.075	0.886	1.213	1.087	0.790	1.376
650	1.063	0.776	1.370	1.102	0.913	1.207	1.100	0.803	1.370
700	1.075	0.788	1.364	1.126	0.937	1.202	1.113	0.816	1.364
750	1.087	0.800	1.359	1.148	0.959	1.197	1.126	0.829	1.358
800	1.099	0.812	1.354	1.169	0.980	1.193	1.139	0.842	1.353
900	1.121	0.834	1.344	1.204	1.015	1.186	1.163	0.866	1.343
1000	1.142	0.855	1.336	1.234	1.045	1.181	1.185	0.888	1.335
Hidrógeno, H ₂				Nitrógeno, N ₂			Oxígeno, O ₂		
250	14.051	9.927	1.416	1.039	0.742	1.400	0.913	0.653	1.398
300	14.307	10.183	1.405	1.039	0.743	1.400	0.918	0.658	1.395
350	14.427	10.302	1.400	1.041	0.744	1.399	0.928	0.668	1.389
400	14.476	10.352	1.398	1.044	0.747	1.397	0.941	0.681	1.382
450	14.501	10.377	1.398	1.049	0.752	1.395	0.956	0.696	1.373
500	14.513	10.389	1.397	1.056	0.759	1.391	0.972	0.712	1.365
550	14.530	10.405	1.396	1.065	0.768	1.387	0.988	0.728	1.358
600	14.546	10.422	1.396	1.075	0.778	1.382	1.003	0.743	1.350
650	14.571	10.447	1.395	1.086	0.789	1.376	1.017	0.758	1.343
700	14.604	10.480	1.394	1.098	0.801	1.371	1.031	0.771	1.337
750	14.645	10.521	1.392	1.110	0.813	1.365	1.043	0.783	1.332
800	14.695	10.570	1.390	1.121	0.825	1.360	1.054	0.794	1.327
900	14.822	10.698	1.385	1.145	0.849	1.349	1.074	0.814	1.319
1000	14.983	10.859	1.380	1.167	0.870	1.341	1.090	0.830	1.313

Fuente: [74]

Anexo 3

Tabla de propiedades del refrigerante R410a como vapor saturado

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Specific Volume, m ³ /kg			Internal Energy, kJ/kg		
		Sat. Liquid v_f	Evap. v_{fg}	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Evap. u_{fg}	Sat. Vapor u_g
-60	64.1	0.000727	0.36772	0.36845	-27.50	256.41	228.91
-55	84.0	0.000735	0.28484	0.28558	-20.70	251.89	231.19
-51.4	101.3	0.000741	0.23875	0.23949	-15.78	248.59	232.81
-50	108.7	0.000743	0.22344	0.22418	-13.88	247.31	233.43
-45	138.8	0.000752	0.17729	0.17804	-7.02	242.67	235.64
-40	175.0	0.000762	0.14215	0.14291	-0.13	237.95	237.81
-35	218.4	0.000771	0.11505	0.11582	6.80	233.14	239.94
-30	269.6	0.000781	0.09392	0.09470	13.78	228.23	242.01
-25	329.7	0.000792	0.07726	0.07805	20.82	223.21	244.03
-20	399.6	0.000803	0.06400	0.06480	27.92	218.07	245.99
-15	480.4	0.000815	0.05334	0.05416	35.08	212.79	247.88
-10	573.1	0.000827	0.04470	0.04553	42.32	207.36	249.69
-5	678.9	0.000841	0.03764	0.03848	49.65	201.75	251.41
0	798.7	0.000855	0.03182	0.03267	57.07	195.95	253.02
5	933.9	0.000870	0.02699	0.02786	64.60	189.93	254.53
10	1085.7	0.000886	0.02295	0.02383	72.24	183.66	255.90
15	1255.4	0.000904	0.01955	0.02045	80.02	177.10	257.12
20	1444.2	0.000923	0.01666	0.01758	87.94	170.21	258.16
25	1653.6	0.000944	0.01420	0.01514	96.03	162.95	258.98
30	1885.1	0.000968	0.01208	0.01305	104.32	155.24	259.56
35	2140.2	0.000995	0.01025	0.01124	112.83	147.00	259.83
40	2420.7	0.001025	0.00865	0.00967	121.61	138.11	259.72
45	2728.3	0.001060	0.00723	0.00829	130.72	128.41	259.13
50	3065.2	0.001103	0.00597	0.00707	140.27	117.63	257.90
55	3433.7	0.001156	0.00482	0.00598	150.44	105.34	255.78
60	3836.9	0.001227	0.00374	0.00497	161.57	90.70	252.27
65	4278.3	0.001338	0.00265	0.00399	174.59	71.59	246.19
70	4763.1	0.001619	0.00124	0.00286	194.53	37.47	232.01
71.3	4901.2	0	0.00000	0.00218	215.78	0	215.78

Fuente: [82]

Anexo 4

Tabla de propiedades del refrigerante R410a como vapor saturado

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg-K		
		Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Evap. s_{fg}	Sat. Vapor s_g
-60	64.1	-27.45	279.96	252.51	-0.1227	1.3135	1.1907
-55	84.0	-20.64	275.83	255.19	-0.0912	1.2644	1.1732
-51.4	101.3	-15.70	272.78	257.08	-0.0688	1.2301	1.1613
-50	108.7	-13.80	271.60	257.80	-0.0603	1.2171	1.1568
-45	138.8	-6.92	267.27	260.35	-0.0299	1.1715	1.1416
-40	175.0	0.00	262.83	262.83	0.0000	1.1273	1.1273
-35	218.4	6.97	258.26	265.23	0.0294	1.0844	1.1139
-30	269.6	13.99	253.55	267.54	0.0585	1.0428	1.1012
-25	329.7	21.08	248.69	269.77	0.0871	1.0022	1.0893
-20	399.6	28.24	243.65	271.89	0.1154	0.9625	1.0779
-15	480.4	35.47	238.42	273.90	0.1435	0.9236	1.0671
-10	573.1	42.80	232.98	275.78	0.1713	0.8854	1.0567
-5	678.9	50.22	227.31	277.53	0.1989	0.8477	1.0466
0	798.7	57.76	221.37	279.12	0.2264	0.8104	1.0368
5	933.9	65.41	215.13	280.55	0.2537	0.7734	1.0272
10	1085.7	73.21	208.57	281.78	0.2810	0.7366	1.0176
15	1255.4	81.15	201.64	282.79	0.3083	0.6998	1.0081
20	1444.2	89.27	194.28	283.55	0.3357	0.6627	0.9984
25	1653.6	97.59	186.43	284.02	0.3631	0.6253	0.9884
30	1885.1	106.14	178.02	284.16	0.3908	0.5872	0.9781
35	2140.2	114.95	168.94	283.89	0.4189	0.5482	0.9671
40	2420.7	124.09	159.04	283.13	0.4473	0.5079	0.9552
45	2728.3	133.61	148.14	281.76	0.4765	0.4656	0.9421
50	3065.2	143.65	135.93	279.58	0.5067	0.4206	0.9273
55	3433.7	154.41	121.89	276.30	0.5384	0.3715	0.9099
60	3836.9	166.28	105.04	271.33	0.5729	0.3153	0.8882
65	4278.3	180.32	82.95	263.26	0.6130	0.2453	0.8583
70	4763.1	202.24	43.40	245.64	0.6752	0.1265	0.8017
71.3	4901.2	226.46	0	226.46	0.7449	0	0.7449

Fuente: [82]

Anexo 5

Tabla de propiedades del refrigerante R410a como vapor sobrecalentado

Temp. (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)
50 kPa (–64.34°C)					100 kPa (–51.65°C)			
Sat.	0.46484	226.90	250.15	1.2070	0.24247	232.70	256.94	1.1621
–60	0.47585	229.60	253.40	1.2225	—	—	—	—
–40	0.52508	241.94	268.20	1.2888	0.25778	240.40	266.18	1.2027
–20	0.57295	254.51	283.16	1.3504	0.28289	253.44	281.73	1.2667
0	0.62016	267.52	298.53	1.4088	0.30723	266.72	297.44	1.3265
20	0.66698	281.05	314.40	1.4649	0.33116	280.42	313.54	1.3833
40	0.71355	295.15	330.83	1.5191	0.35483	294.64	330.12	1.4380
60	0.75995	309.84	347.83	1.5717	0.37833	309.40	347.24	1.4910
80	0.80623	325.11	365.43	1.6230	0.40171	324.75	364.92	1.5425
100	0.85243	340.99	383.61	1.6731	0.42500	340.67	383.17	1.5928
120	0.89857	357.46	402.38	1.7221	0.44822	357.17	401.99	1.6419
140	0.94465	374.50	421.74	1.7701	0.47140	374.25	421.39	1.6901
160	0.99070	392.12	441.65	1.8171	0.49453	391.89	441.34	1.7372
180	1.03671	410.28	462.12	1.8633	0.51764	410.07	461.84	1.7835
200	1.08270	428.98	483.11	1.9087	0.54072	428.79	482.86	1.8289
220	1.12867	448.19	504.63	1.9532	0.56378	448.02	504.40	1.8734
240	1.17462	467.90	526.63	1.9969	0.58682	467.74	526.42	1.9172
150 kPa (–43.35°C)					200 kPa (–37.01°C)			
Sat.	0.16540	236.36	261.17	1.1368	0.12591	239.09	264.27	1.1192
–40	0.16851	238.72	263.99	1.1489	—	—	—	—
–20	0.18613	252.34	280.26	1.2159	0.13771	251.18	278.72	1.1783
0	0.20289	265.90	296.33	1.2770	0.15070	265.06	295.20	1.2410
20	0.21921	279.78	312.66	1.3347	0.16322	279.13	311.78	1.2995
40	0.23525	294.12	329.40	1.3899	0.17545	293.59	328.68	1.3553
60	0.25112	308.97	346.64	1.4433	0.18750	308.53	346.03	1.4090
80	0.26686	324.37	364.40	1.4950	0.19943	324.00	363.89	1.4610
100	0.28251	340.35	382.72	1.5455	0.21127	340.02	382.28	1.5117
120	0.29810	356.89	401.60	1.5948	0.22305	356.60	401.21	1.5611
140	0.31364	374.00	421.04	1.6430	0.23477	373.74	420.70	1.6094
160	0.32915	391.66	441.03	1.6902	0.24645	391.43	440.72	1.6568
180	0.34462	409.87	461.56	1.7366	0.25810	409.66	461.28	1.7032
200	0.36006	428.60	482.61	1.7820	0.26973	428.41	482.35	1.7487
220	0.37548	447.84	504.16	1.8266	0.28134	447.67	503.93	1.7933
240	0.39089	467.58	526.21	1.8705	0.29293	467.41	526.00	1.8372
260	0.40628	487.78	548.73	1.9135	0.30450	487.63	548.53	1.8803

Fuente: [82]

Anexo 6

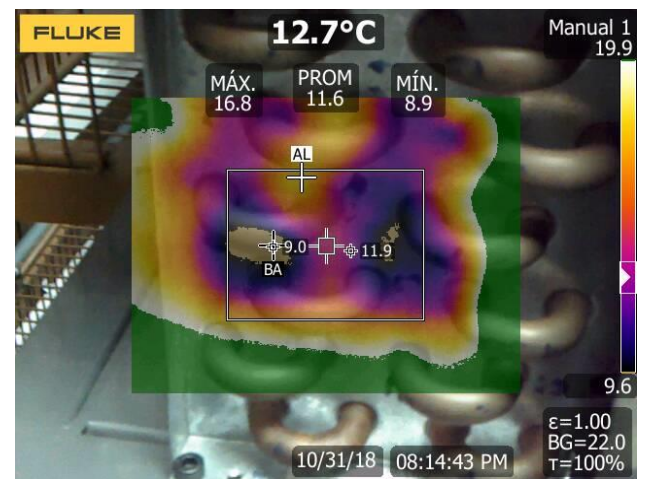
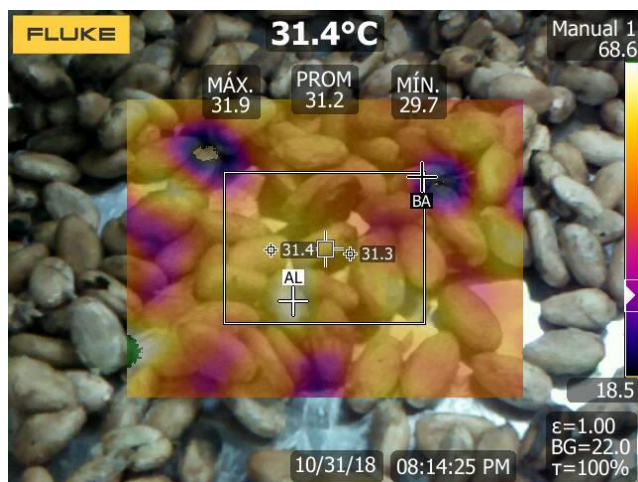
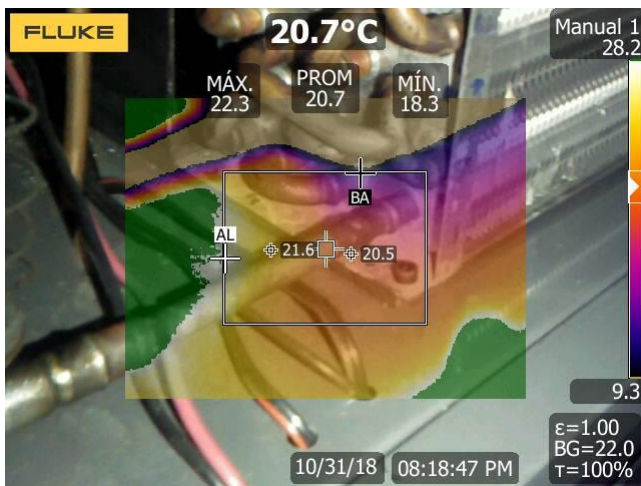
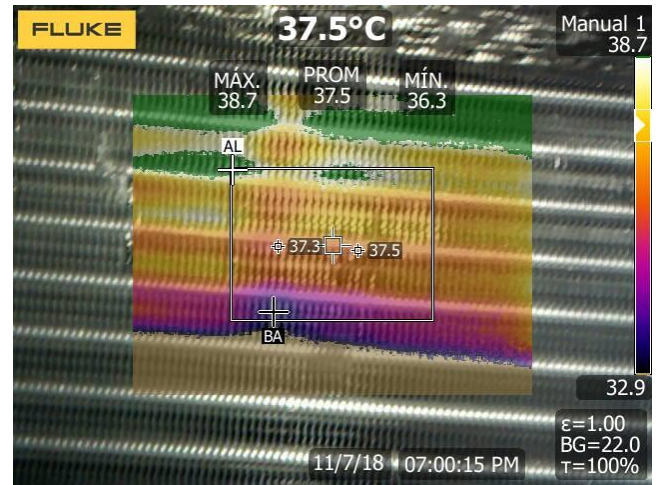
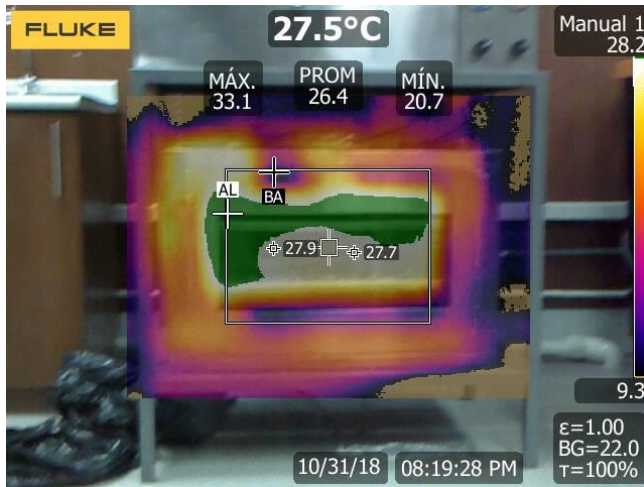
Tabla de propiedades del refrigerante R410a como vapor sobrecalentado

Temp. (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)
300 kPa (−27.37°C)					400 kPa (−19.98°C)			
Sat.	0.08548	243.08	268.72	1.0949	0.06475	246.00	271.90	1.0779
−20	0.08916	248.71	275.46	1.1219	—	—	—	—
0	0.09845	263.33	292.87	1.1881	0.07227	261.51	290.42	1.1483
20	0.10720	277.81	309.96	1.2485	0.07916	276.44	308.10	1.2108
40	0.11564	292.53	327.22	1.3054	0.08571	291.44	325.72	1.2689
60	0.12388	307.65	344.81	1.3599	0.09207	306.75	343.58	1.3242
80	0.13200	323.25	362.85	1.4125	0.09828	322.49	361.80	1.3773
100	0.14003	339.37	381.38	1.4635	0.10440	338.72	380.48	1.4288
120	0.14798	356.03	400.43	1.5132	0.11045	355.45	399.64	1.4788
140	0.15589	373.23	420.00	1.5617	0.11645	372.72	419.30	1.5276
160	0.16376	390.97	440.10	1.6093	0.12241	390.51	439.47	1.5752
180	0.17159	409.24	460.72	1.6558	0.12834	408.82	460.16	1.6219
200	0.17940	428.03	481.85	1.7014	0.13424	427.64	481.34	1.6676
220	0.18719	447.31	503.47	1.7462	0.14012	446.96	503.01	1.7125
240	0.19496	467.09	525.58	1.7901	0.14598	466.76	525.15	1.7565
260	0.20272	487.33	548.15	1.8332	0.15182	487.03	547.76	1.7997
280	0.21046	508.02	571.16	1.8756	0.15766	507.74	570.81	1.8422
500 kPa (−13.89°C)					600 kPa (−8.67°C)			
Sat.	0.05208	248.29	274.33	1.0647	0.04351	250.15	276.26	1.0540
0	0.05651	259.59	287.84	1.1155	0.04595	257.54	285.12	1.0869
20	0.06231	275.02	306.18	1.1803	0.05106	273.56	304.20	1.1543
40	0.06775	290.32	324.20	1.2398	0.05576	289.19	322.64	1.2152
60	0.07297	305.84	342.32	1.2959	0.06023	304.91	341.05	1.2722
80	0.07804	321.72	360.74	1.3496	0.06455	320.94	359.67	1.3265
100	0.08302	338.05	379.56	1.4014	0.06877	337.38	378.65	1.3787
120	0.08793	354.87	398.84	1.4517	0.07292	354.29	398.04	1.4294
140	0.09279	372.20	418.60	1.5007	0.07701	371.68	417.89	1.4786
160	0.09760	390.05	438.85	1.5486	0.08106	389.58	438.22	1.5266
180	0.10238	408.40	459.59	1.5954	0.08508	407.98	459.03	1.5736
200	0.10714	427.26	480.83	1.6413	0.08907	426.88	480.32	1.6196
220	0.11187	446.61	502.55	1.6862	0.09304	446.26	502.08	1.6646
240	0.11659	466.44	524.73	1.7303	0.09700	466.11	524.31	1.7088
260	0.12129	486.73	547.37	1.7736	0.10093	486.42	546.98	1.7521
280	0.12598	507.46	570.45	1.8161	0.10486	507.18	570.09	1.7947
300	0.13066	528.62	593.95	1.8578	0.10877	528.36	593.62	1.8365

Fuente: [82]

Anexo 7

Imágenes tomadas con la cámara termográfica FLUKE



Elaborado por: Patricio Espinosa y Shavieth Jurado